

SVEUČILIŠTE U RIJECI  
TEHNIČKI FAKULTET

Vladimir Pelić

**OPTIMIZACIJA BRODSKOGA  
SREDNJOOKRETNOGA DIZELSKOG  
MOTORA U SUSTAVU ELEKTRIČNE  
PROPULZIJE**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor: prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić

Rijeka, 2020.

UNIVERSITY OF RIJEKA  
FACULTY OF ENGINEERING

Vladimir Pelić

**OPTIMIZATION OF MARINE MEDIUM  
SPEED DIESEL ENGINE FOR ELECTRIC  
PROPULSION SYSTEM**

DOCTORAL THESIS

Rijeka, 2020.



Mentor rada: prof. dr. sc. Tomislav Mrakovčić

Doktorski rad obranjen je dana \_\_\_\_\_ na Tehničkom fakultetu u Rijeci, pred povjerenstvom u sastavu:

- 1.
- 2.
- 3.



## Sažetak

Pred brodska pogonska postrojenja postavljaju se sve veći zahtjevi s obzirom na energetske učinkovitost i ekološku prihvatljivost. Kako bi se ispunili postavljeni zahtjevi primjenjuju se različite mjere odnosno tehnologija za smanjenje emisije štetnih tvari koje nastaju prilikom procesa izgaranja u cilindru motora. U radu se analizira utjecaj primarnih mjera koje imaju direktan utjecaj na odvijanje procesa izgaranja, kao i na nastanak NO<sub>x</sub>. Za provedbu istraživanja pomoću numeričkog modela rada motora razvijen je odgovarajući računalni program. Provjera numeričkog modela i računalnog programa provedena je pomoću podataka koje daje proizvođač i podataka dobivenih mjerenjima za vrijeme probnih plovidbi. Primjenom numeričkog modela dizelskog motora provedeno je istraživanje utjecaja kasnijeg početka ubrizgavanja, ranijeg zatvaranja usisnog ventila (*Miller-ov proces*) i podijeljenog ubrizgavanja na učinkovitost i emisiju NO<sub>x</sub>. Utjecaj navedenih mjera na rad motora analiziran je s ciljem optimizacije rada srednjookretnoga dizelskog motora u sustavu dizel-električne propulzije broda. Primjena umjerenog kasnijeg početka ubrizgavanja goriva dovodi do smanjenja emisije NO<sub>x</sub> uz relativno malo smanjenje učinkovitosti i blagi porast temperature ispušnih plinova. Ranije zatvaranje usisnog ventila uz odgovarajuće povećanje tlaka u usisnom kolektoru omogućuje znatnije smanjenje emisije NO<sub>x</sub>, a da pri tom ne dođe do smanjenja učinkovitosti. Rezultati istraživanja pokazali su da primjena odgovarajuće sheme podijeljenog ubrizgavanja goriva omogućuje smanjenje emisije NO<sub>x</sub> uz relativno malo smanjenje učinkovitosti. Usporedba dobivenih rezultata s osnovnim motorom pokazuje da je istovremenom primjenom navedenih mjera moguće ostvariti znatno smanjenje emisije NO<sub>x</sub> uz minimalni utjecaj na učinkovitost što je i bio cilj rada.

**Ključne riječi:** *brodski dizelski motor, numerički model, Miller-ov proces, podijeljeno ubrizgavanje, emisija NO<sub>x</sub>.*

## Summary

Ship propulsion systems are facing increasing demands in terms of energy efficiency and environmental friendliness. In order to meet the set requirements, various measures or technologies are applied to reduce the emission of harmful substances that occur during the combustion process in the engine cylinder. The paper analyzes the impact of primary measures that have a direct impact on the combustion process, as well as on the formation of NO<sub>x</sub>. An appropriate computer program has been developed to conduct research using a numerical model of engine operation. The verification of the numerical model and the computer program was carried out using the data provided by the manufacturer and the data obtained by measurements during sea trials. Using a numerical model of a diesel engine, a study of the impact of later onset of injection, earlier closing of the intake valve (*Miller process*) and split injection on efficiency and NO<sub>x</sub> emission was conducted. The impact of these measures on engine operation was analyzed with the aim of optimizing the operation of a medium-speed diesel engine in the diesel-electric propulsion system of the ship. The application of a moderate later start of fuel injection leads to a reduction in NO<sub>x</sub> emissions with a relatively small reduction in efficiency and a slight increase in exhaust temperature. Earlier closing of the intake valve with a corresponding increase in the pressure in the intake manifold allows a significant reduction in NO<sub>x</sub> emissions without reducing efficiency. The results of the study showed that the application of an appropriate split fuel injection scheme allows to reduce NO<sub>x</sub> emissions with a relatively small reduction in efficiency. Comparison of the obtained results with the basic engine shows that the simultaneous application of these measures can achieve a significant reduction in NO<sub>x</sub> emissions with minimal impact on efficiency, which was the goal of the work.

**Keywords:** *marine diesel engine, numerical model, Miller process, split injection, NO<sub>x</sub> emissions.*

## Sadržaj

1. UVOD.....	1
2. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA.....	7
3. NUMERIČKI MODEL DIZELSKOG MOTORA .....	16
3.1. Zakon očuvanja energije i mase.....	18
3.1.1. Jednadžba očuvanja mase.....	18
3.1.2. Jednadžba očuvanja energije.....	19
3.2. Cilindar motora.....	21
3.2.1. Bilanca mase i energije za cilindar motora .....	21
3.2.2. Promjena temperature u cilindru motora .....	22
3.2.3. Rad u cilindru motora .....	23
3.2.4. Prijelaz topline u cilindru motora.....	25
3.2.5. Temperatura stijenki cilindra.....	27
3.2.6. Gubitak radnog medija uslijed propuštanja .....	27
3.2.7. Kompresija i ekspanzija radnog medija u cilindru .....	28
3.2.8. Izgaranje goriva.....	28
3.2.9. Određivanje početka izgaranja goriva .....	34
3.2.10. Potpunost izgaranja - stupanj djelovanja izgaranja .....	35
3.2.11. Izgaranje u cilindru motora .....	37
3.2.12. Izmjena radnog medija u cilindru četverotaktnog motora .....	38
3.3. Uisni kolektor.....	41
3.4. Rashladnik zraka.....	44
3.5. Ispušni kolektor .....	47
3.6. Turbopunjač .....	49
3.6.1. Puhalo .....	54
3.6.2. Dinamika rotora turbopunjača .....	57
3.7. Dinamika klipnog mehanizma motora .....	58
3.8. Indicirana snaga motora .....	58
3.9. Efektivna snaga motora.....	59
3.10. Srednji tlak mehaničkih gubitaka .....	59
3.11. Regulator brzine vrtnje motora.....	61
3.12. Sustav za ubrizgavanje goriva .....	65
4. MODEL S DVIJE ZONE .....	68
5. MODEL NASTANKA NO <sub>x</sub> U CILINDRU DM .....	76
6. OPIS RAČUNALNOG PROGRAMA.....	87



7. VALIDACIJA MODELA.....	90
7.1. Provjera modela usporedbom indikatorskih dijagrama.....	90
7.2. Provjera modela usporedbom simuliranih i izmjerenih parametara.....	91
7.3. Otklanjanje nestabilnosti pri radu programa.....	101
8. OPTIMIZACIJA RADA DIZELSKOG MOTORA.....	103
8.1. Promjena kuta početka ubrizgavanja .....	106
8.1.1. Utjecaj promjene kuta početka ubrizgavanja kod 50% $P_n$ .....	107
8.1.2. Utjecaj promjene kuta početka ubrizgavanja kod 75% $P_n$ .....	108
8.1.3. Utjecaj promjene kuta početka ubrizgavanja kod 100% $P_n$ .....	109
8.2. Ranije zatvaranje usisnog ventila.....	111
8.2.1. Utjecaj ranijeg zatvaranja usisnog ventila kod 50% $P_n$ .....	115
8.2.2. Utjecaj ranijeg zatvaranja usisnog ventila kod 75% $P_n$ .....	121
8.2.3. Utjecaj ranijeg zatvaranja usisnog ventila kod 100% $P_n$ .....	126
8.3. Podijeljeno ubrizgavanje goriva.....	131
8.3.1. Utjecaj podijeljenog ubrizgavanja goriva kod 50% $P_n$ .....	139
8.3.2. Utjecaj podijeljenog ubrizgavanja goriva kod 75% $P_n$ .....	140
8.3.3. Utjecaj podijeljenog ubrizgavanja goriva kod 100% $P_n$ .....	142
8.4. Optimizacija potrošnje goriva i emisije $NO_x$ .....	143
9. ZAKLJUČAK.....	146
Popis literature.....	151
Popis simbola .....	157
Popis indeksa .....	161
Popis kratica .....	163
Popis slika .....	164
Popis tablica .....	167
Prilog A - dijagram toka .....	168
Životopis .....	173
Popis objavljenih radova.....	174

## **1. UVOD**

Pomorstvo, a posebno pomorski transport od velikog su značaja ne samo za priobalne zemlje i njihovo gospodarstvo već i za sve njima susjedne zemlje odnosno za razmjenu dobara na svjetskoj razini. Pomorski transport omogućuje najučinkovitiji prijevoz roba, pogotovo na velike udaljenosti, s obzirom na količinu i trošak po toni prevezene robe. Posebno je potrebno istaknuti da je količina štetnih tvari koja se ispušta u okoliš po toni prevezene robe najmanja upravo pri pomorskom transportu.

O značenju pomorskog transporta, nažalost, svjedoče i brojni sukobi koji su vođeni radi prevlasti na moru. Mnoge zemlje su se vodile činjenicom da im upravo pristup, a katkada i dominacija nad dijelom otvorenog mora omogućuje trgovinu i gospodarski napredak. Kroz povijesna razdoblja usporedo sa razvojem tehničko-tehnoloških mogućnosti razvija se i pomorski transport. Brod je svakako jedan od najvažnijih elementa uključenih u pomorski transport. Značajke broda, kao što su nosivost, brzina, pouzdanost, sigurnost i druge određuju njegovu uporabnu vrijednost, a prvenstveno ovise o znanju i vještini brodograditelja u određenom povijesnom razdoblju.

Do jedne od najznačajnijih prekretnica u razvoju broda kao sredstva pomorskog transporta dolazi u vrijeme kada se kao materijal za gradnju broda počinje primjenjivati čelik. Ubrzo nakon toga za propulziju broda se počinje koristiti stapni parni stroj. Time je krajem 18. odnosno sredinom 19. stoljeća počeo ubrzani razvoj pomorskog transporta. Danas se on nastavlja primjenom tradicionalnih znanja i vještina koje se prenose s jedne na drugu generaciju brodograditelja, a veliki utjecaj imaju i brojne znanstvene i tehničke discipline koje su omogućile projektiranje i gradnju suvremenih visoko sofisticiranih brodova za prijevoz putnika i tereta.

Od suvremenih brodova pored ostalog zahtijeva se pouzdanost, sigurnost, brzina, ekonomičnost, čim manji negativni utjecaj na okoliš i drugo. Na sve ove značajke bitan utjecaj imaju brodski energetske sustavi. Propulzijski stroj je jedan od najvažnijih elementa tog sustava, te se njegovom izboru pridaje velika pozornost. Kao propulzijski strojevi na suvremenim brodovima koriste se dizelski motori, parne turbine i plinske turbine. Pri tom se razlikuju sustavi propulzije kod kojih se prijenos mehaničke energije od pogonskog stroja do brodskeg vijka provodi mehanički ili pomoću električnog prijenosa.

Radi pouzdanosti i efikasnosti brodske dizelske motor predstavlja prvi izbor većine brodovlasnika. Suvremene izvedbe brodske dvotakne i četverotakne dizelske

motora mogu udovoljiti gotovo svim zahtjevima. To proizlazi i iz činjenice da su brodske dvotaktni sporookretni dizelski motori prvi toplinski strojevi kod kojih je postignut ukupni stupanj djelovanja veći od 0,5 pri pretvorbi kemijske energije tekućeg goriva u mehanički rad. Kod brodskih četverotaktnih dizelskih motora postiže se nešto niži ukupni stupanj djelovanja, ali u pravilu kod motora snage veće od 5 MW on premašuje 0,45. Radi toga dizelski motor krajem prve polovice 20. stoljeća počinje preuzimati primat u odnosu na parno-turbinska postrojenja.

Parna turbina kao propulzijski stroj na suvremenim trgovačkim brodovima primjenjuje se samo u posebnim slučajevima kao na primjer za propulziju nekih LNG brodova. Pored toga parno-turbinska propulzija primjenu nalazi i kod velikih brodova ratnih mornarica koji koriste konvencionalna ili nuklearna postrojenja. Kod tih brodova pri izboru propulzijskog postrojenja zahtjevi u pogledu najveće brzine broda odnosno snage potrebne za propulziju su u pravilu iznad ostalih zahtjeva. Nasuprot tome kod gotovo svih ostalih brodova koji čine glavninu svjetske flote po broju jedinica i po nosivosti dominantni kriteriji su upravo čim veća energetska učinkovitost odnosno ekonomičnost pri eksploataciji. Stoga radi postizanja konkurentnosti na svjetskom tržištu brodovlasnik želi u svojoj floti brodove s čim nižim troškovima po toni prevezenog tereta i prijeđenoj milji.

U strukturi troškova broda pri eksploataciji bitnu stavku čine troškovi goriva, te je to jedan od glavnih razloga dominacije dizelskog motora u brodskim energetskim sustavima. Pri tom kao propulzijski stroj najčešće se koristi sporookretni dvotaktni dizelski motor (*motor s križnom glavom*), a četverotaktni srednjookretni dizelski motori prvenstveno se koriste za dobivanje električne energije odnosno za pogon generatora izmjenične struje (*alternatora*). No zahvaljujući velikim ulaganjima vodećih svjetskih proizvođača u razvoj srednjookretnih dizelskih motora, kao i znanstveno istraživačkom radu, te inovacijama, suvremeni srednjookretni dizelski motori po energetskoj efikasnosti zaostaju sve manje u odnosu na sporookretne dizelske motore. Zahvaljujući tome srednjookretni dizelski motori u sve većoj mjeri ugrađuju se na brodove i kao propulzijski strojevi.

Prednost srednjookretnih dizelskih motora proizlazi iz činjenice da brodske energetske postrojenja (*strojarnica*) sa četverotaktnim dizelskim motorom ili više njih u pravilu ima dvostruko manju masu, visinu i volumen u odnosu na postrojenje iste snage s dvotaktnim motorom. Manje dimenzije i masa strojeva u strojarnici omogućuju povećanje korisne nosivosti i prostora. No i dalje ostaje problem nešto manje energetske učinkovitosti. Da to nije nepremostiva poteškoća autor je pokazao na primjeru broda s dizel-električnom propulzijom s ukupnom snagom dizel generatora od

20 MW [1]. U radu se, pomoću numeričkog modela brodskog elektroenergetskog postrojenja s korištenjem dijela energije ispušnih plinova srednjookretnih dizelskih motora za dobivanje električne energije, analizira energetska učinkovitost. Pri tom su rezultati provedenog istraživanja pokazali da je moguće ostvariti gotovo pet postotno povećanje ukupnog stupnja djelovanja. Četverotaktni srednjookretni dizelski motor u sustavima s korištenjem energije ispušnih plinova, predstavlja povoljniji izbor, jer su temperature ispušnih plinova u pravilu od 50 °C do 100 °C više u odnosu na dvotaktne sporookretne motore. To omogućuje povećanje učinkovitosti pri transformaciji toplinske energije ispušnih plinova u električnu energiju.

Kao logičan nastavak istraživanja na ovom području nametnula se tema optimizacije rada brodskoga srednjookretnoga dizelskog motora namijenjenog za pogon generatora električne energije u sustavu električne propulzije. Pri tom će se nastojati optimizirati rad motora s obzirom na specifičnu potrošnju goriva i emisiju dušikovih oksida. Primarni cilj optimizacije je smanjenje emisije NO<sub>x</sub>, a da pri tom ne dođe do smanjenja učinkovitosti odnosno povećanja specifične potrošnje goriva (SPG). Za smanjenje emisije NO<sub>x</sub> primjenjuje se nekoliko različitih mjera koje se općenito dijele na primarne i sekundarne mjere. Primarne mjere podrazumijevaju upravljanje i nadzor procesa izgaranja kao i druge tehnologije kojima se djeluje na visokotlačni dio procesa u motoru pri kojem dolazi do oslobađanja topline u motoru. Brzina tvorbe dušikovih oksida eksponencijalno raste s povećanjem temperature u zoni izgaranja. Stoga je glavni cilj primarnih mjera smanjiti vršne temperature procesa, čime se ujedno postiže i smanjenje emisije NO<sub>x</sub>. Od primarnih mjera za smanjenje emisije NO<sub>x</sub> u primjeni su:

- ubrizgavanje vode u cilindar;
- ovlaživanje zraka;
- dodavanje vode u gorivo (*eng. water-emulsified fuel*);
- recirkulacija ispušnih plinova (EGR, *eng. exhaust gas recirculation*);
- podijeljeno (*višefazno*) ubrizgavanje goriva;
- promjena kuta početka ubrizgavanja u ovisnosti o opterećenju;
- promjenjivo upravljanje radom ventila (VVT, *eng. variable valve timing*);
- primjena nad-ekspanzijskog procesa (Miller-ov proces, Miller-Atkinson-ov proces).

Prethodno navedene mjere daju dobre rezultate s obzirom na smanjenje emisije NO<sub>x</sub>, međutim prve četiri mjere imaju negativan učinak na energetska učinkovitost jer u pravilu povećavaju specifičnu potrošnju goriva, dok se kod drugih mjera taj

nedostatak može izbjeći. Radi optimalnih rezultata moguće je primijeniti više mjera istovremeno kako bi se ostvarilo zahtijevano smanjenje emisije.

Sekundarne mjere podrazumijevaju naknadnu obradu ispušnih plinova radi smanjenja emisije štetnih tvari u okoliš. Pri tom se za smanjenje emisije, najčešće koristi selektivna katalitička redukcija (SCR, *eng. selective catalytic reduction*) dušikovih oksida.

Prilikom optimizacije nastojat će se postići smanjenje emisije NO<sub>x</sub>, i specifične potrošnje goriva ili smanjenje emisije NO<sub>x</sub> bez smanjenja učinkovitosti. Pored toga analizirati će se utjecaj provedenih mjera na temperaturu ispušnih plinova nakon turbopunjača. Kako bi se postigli ciljevi optimizacije nužne su promjene i unapređenja u procesu rada dizelskoga motora. Pri tom će se analizirati utjecaj: trenutka početka ubrizgavanja goriva, ranijeg zatvaranja usisnog ventila uz povećanje tlaka za pred nabijanje i podijeljenog (višestrukog) ubrizgavanja goriva na specifičnu potrošnju goriva, emisiju dušikovih oksida i temperaturu ispušnih plinova pri različitim opterećenjima motora. Utjecaj ostalih mjera na emisiju dušikovih oksida i učinkovitost rada motora nije predmet istraživanja u ovom radu.

Za potrebe istraživanja definiran je numerički model brodsikoga srednjookretnoga dizelskoga motora. Numerički model temelji se na rješavanju diferencijalnih jednadžbi koje proizlaze iz primjene zakona očuvanja mase i energije, te prvog glavnog stavka termodinamike na kontrolne volumene (*cilindar, usisni kolektor i ispušni kolektor*). Osnovni jedno-zonski nulto-dimenzijski model naknadno je proširen na model s dvije zone, te je dodan modul s numeričkim modelom nastanka NO<sub>x</sub> u cilindru motora.

Na temelju numeričkog modela razvijen je računalni program koji omogućuje provedbu istraživanja uz praćenje svih bitnih značajki rada motora pri različitim opterećenjima. Provjera (*validacija*) numeričkog modela provedena je prema dostupnim tvorničkim podacima za odabrani tip i snagu motora, te prema podacima dobivenim prilikom probnih plovidbi LNG (*eng. liquefied natural gas*) broda s dizel-električnom propulzijom, kao i drugim dostupnim podacima (*indikatorski dijagrami*). Nakon provjere modela usvojene su konstrukcijske značajke "osnovnog" (*referentnog*) motora, te je simuliran njegov rad pomoću numeričkog modela. Prilikom istraživanja utjecaja pojedinih primijenjenih mjera na značajke motora polazište je uvijek bio "osnovni" motor čije su značajke korištene kao referentne vrijednosti za usporedbu s dobivenim vrijednostima nakon promjena na osnovnom motoru.

Iz pregleda relevantne literature proizlazi da je objavljeno svega nekoliko radova u kojima su predmet istraživanja dizelski srednjookretni motori snage veće od 5 MW. Da istraživanja opisana u disertaciji predstavljaju primjereni znanstveni doprinos u području numeričkih simulacija rada brodskih četverotaktnih dizelskih motora snage veće od 5 MW potvrđuju dva objavljena znanstvena rada u renomiranom inozemnom časopisu i jedan u zborniku radova.

## **Struktura rada**

Ovaj rad sastoji se od devet poglavlja. U prvom uvodnom poglavlju dati su razlozi koji su bili motivacija za provedbu istraživanja i izradu rada. U uvodnom dijelu određen je cilj i svrha rada, te pristup odnosno metodologija koja se zasniva na numeričkom modeliranju i simulacijama rada srednjookretnoga dizelskog motora.

U drugom poglavlju dat je prikaz dosadašnjih istraživanja kroz pregled objavljenih znanstvenih radova u području numeričkog modeliranja procesa koji se odvijaju u motorima s unutarnjim izgaranjem. Pri tom su u središtu interesa radovi koji se odnose na numeričke modele motora s kompresijskim paljenjem, te oni koji opisuju numeričke modele za predviđanje emisije štetnih tvari.

Treće poglavlje obuhvaća opis i razradu primijenjenog numeričkog modela dizelskog motora. Pri tom je dizelski motor podijeljen u podsustave, te je za svaki podsustav na temelju teorijskih pretpostavki matematički opisan odgovarajući model. Svi numerički modeli koji su opisani u ovom poglavlju proizlaze iz zakona o očuvanju mase i energije, prvog glavnog stavka termodinamike i termodinamičkih svojstava radnog medija. Za podsustave motora među kojima dolazi do izmjene mase i energije dat je opis veza kojima je ta izmjena omogućena.

U četvrtom poglavlju prikazano je proširenje osnovnog modela s jednom zonom na model s dvije zone. Pri tom je opisan dio numeričkog modela dizelskog motora kojim se prostor cilindra od početka izgaranja goriva do otvaranja ispušnog ventila dijeli u dvije zone. Podjelom prostora izgaranja u dvije zone omogućeno je određivanje promjene temperature u zoni plinova izgaranja. Dio numeričkog modela odnosno odgovarajući programski kod koji se odnosi na dvije zone implementiran je u osnovni model dizelskog motora kao potprogram.

U petom dijelu rada opisan je model nastanka dušikovih oksida i algoritam za izračunavanje koncentracije 11 spojeva koji nastaju u komori izgaranja za slučaj kemijske ravnoteže. Opisani model i algoritam transformirani su u odgovarajući programski kod i kao potprogrami koriste se za predviđanje emisije NO<sub>x</sub>.

U šestom poglavlju opisana je struktura računalnog programa napisanog u programskom jeziku **C** kojim je omogućena primjena opisanog numeričkog modela. U istom poglavlju data je i osvrt na utjecaj koraka integracije na oscilacije temperature i tlaka u cilindru za vrijeme "prekrivanja" ventila.

U sedmom poglavlju provedena je provjera rezultata dobivenih primjenom numeričkog modela za simulaciju rada motora za koje su pored podataka proizvođača bili dostupni i podaci prikupljeni mjerenjem za vrijeme probnih plovidbi. U nastavku dati su osnovni podaci i opis motora pomoću kojih je provedena provjera, te podaci za usporedbu s rezultatima dobivenim numeričkim modelom. Rezultati simulacija rada motora pri različitim opterećenjima pokazali su u pravilu relativno mala odstupanja promatranih značajki od podataka o radu stvarnog motora. Time je potvrđena uporabljivost numeričkog modela za nastavak istraživanja.

U osmom poglavlju analiziran je utjecaj tri mjere za smanjenje emisije NO<sub>x</sub> na specifičnu potrošnju goriva, tlakove i temperature u cilindru, emisiju NO<sub>x</sub> te na temperaturu ispušnih plinova. Te mjere su: kasniji početak ubrizgavanja goriva, ranije zatvaranje usisnog ventila (*Miller-ov proces*) uz povećanje tlaka prednabijanja, i podijeljeno ubrizgavanje goriva. Sva istraživanja provedena su za rad motora čije opterećenje predstavlja generator izmjenične struje, pri opterećenju od 50 %, 75 % i 100 % najvećeg trajnog opterećenja motora. Provedena je analiza utjecaja spomenutih mjera na značajke rada motora koje su od posebnog interesa s obzirom na njihov utjecaj na energetske učinkovitost, kao i na mogućnost smanjenja negativnog utjecaja na okoliš kroz smanjenje emisije NO<sub>x</sub>. Ubrižgavanje goriva je podijeljeno u dva dijela (*pred ubrižgavanje i glavno ubrižgavanje*). Radi teoretski neograničenog broja mogućih kombinacija s obzirom na količinu i trenutak početka ubrižgavanja istraživanje je ograničeno na nekoliko karakterističnih slučajeva.

U zaključnom devetom poglavlju, objedinjeni su rezultati provedenog istraživanja koji ukazuju na mogućnost da se primjenom odgovarajućih mjera postigne ne samo smanjenje emisije NO<sub>x</sub> već i zadrži ili eventualno unaprijedi učinkovitost motora. Optimizacija se pri tom ostvaruje pažljivim podešavanjem rada motora u ovisnosti o opterećenju. Pri tom se vodi načelom da je optimizacijski maksimum dostignut u trenutku kada uzastopna promjena jednog ili više parametara, iako na primjer smanjuje potrošnju goriva, počne povećavati emisiju NO<sub>x</sub> ili obrnuto. Na posljetku dati su prijedlozi za nastavak istraživanja, te mogućnosti za poboljšanje korištenog numeričkog modela i uporabu modela u budućim istraživanjima.

## 2. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA

U drugoj polovici 20. stoljeća razvojem računalne i informatičke tehnologije, prvenstveno digitalnih računala, stvoreni su preduvjeti za razvoj i primjenu numeričkih modela na svim područjima znanosti. Od tada pa do danas objavljen je veliki broj znanstvenih i stručnih radova u kojima su opisani različiti modeli motora s unutarnjim izgaranjem. U objavljenim radovima opisani modeli pored ostalog razlikuju se prema složenosti i brzini obrade podataka, pri tom točnost dobivenih rezultata nije uvijek direktno proporcionalna složenosti modela. U nastavku dat je pregled radova od kojih je većina imala utjecaj na definiranje i razvoj numeričkog modela brodsikoga srednjookretnoga dizelskoga motora kakav je opisan u ovom radu.

Među prvim radovima koji se bave problematikom proračuna visokotlačnog dijela procesa je rad Neuman [2] iz 1934. godine i Zinner [3] iz 1937. U radovima koji slijede prepoznat je i značaj niskotlačnog dijela procesa, a posebno izmjene radnog medija na značajke motora odnosno snagu i potrošnju goriva. Pri tom se razlikuje postupak proračuna koji uzima u obzir promjene stanja medija u cilindru i pri strujanju kroz kanale, a ne uzima u obzir promjene ispred i iza kanala odnosno ventila. Takav pristup poznat je pod nazivom stacionarna metoda, a primijenjen je u radovima List [4] [5] koji su objavljeni sredinom 20. stoljeća, te u radovima Hasselgrubera [6] 1961., te Orlina i Kruglova [7] 1968. Nešto složenija kvazistacionarna metoda proračuna u obzir uzima stanje radnog medija u usisnom i ispušnom kolektoru, uz pretpostavku da su tlak, temperatura i sastav plina ovisni samo o vremenu, a ne i o položaju unutar volumena. Kvazistacionarna metoda proračuna primijenjena je u radovima Wallace [8] i Simsona [9]. Proces izmjene radnog medija je u realnim uvjetima ne stacionaran proces, koji je određen valnom prirodom širenja tlaka plina u kanalima i kolektorima motora. U radovima Pischingera [10] [11] i Lista i Reyl [12], a nešto kasnije i u radu Wrighta i Gilla [13], načinjen je dodatni pomak prema realnijem modelu. U njihovim radovima se pri proračunu u obzir uzima i promjena tlaka u ovisnosti o položaju i vremenu.

Modele proračuna koji se baziraju na numeričkom rješavanju diferencijalnih jednadžbi koje su proizašle iz primjene jednadžbe stanja, te zakona očuvanja mase i energije na proces u motoru predstavljeni su u radovima Woschni [14] i Mc Auly [15]. Diferencijalne jednadžbe se rješavaju iterativnim postupkom uz pretpostavljeno početno stanje u cilindru na početku kompresije. Za količinu goriva koja se ubrizgava u cilindar na početku proračuna uzima se približno određena vrijednost, koja se prilagođava dok se konvergencijom rješenja ne uspostavi ravnotežno stanje s obzirom na opterećenje motora i protok radnog medija kroz cilindre i turbopunjač. Ovakav



pristup modeliranju procesa u motoru omogućio je proračun značajki motora s zadovoljavajućom točnošću.

Detaljan model dizelskog motora u kojem se koriste kontrolni volumeni koji su međusobno povezani odgovarajućim vezama preko kojih se odvija izmjena radnog medija dao je Ryti [16]. Veličine koje opisuju promjenu stanja medija u kontrolnim volumenima izračunavaju se numeričkom integracijom u zadanim vremenskim koracima. Prikaz jednostavnijeg modela kojima se određuju radne značajke motora pri stacionarnim uvjetima rada dao je Haasse [17]. Njegov model temelji se na idealnom procesu a korišten je za istraživanje rada dizelskih motora s turbopunjačem. U radu Winterbone i suradnika [18] promjenom koeficijenta politrope u obzir se uzima samo izmjena topline kroz stijenke cilindra tijekom ekspanzije. Izmjena topline u ostalim fazama procesa kao i izmjena topline tijekom strujanja medija kroz kanale se ne uzimaju u obzir. Promjena tlaka u ispušnom i usisnom kolektoru izračunava se prema metodi "*puni-prazni*". Odstupanja od stvarnog procesa korigiraju se uvođenjem stupnja djelovanja procesa.

Model pomoću kojeg se uspoređuje rad motora s dvostupanjskim turbopunjačem u stacionarnim i dinamički promjenjivim uvjetima rada opisan je u radu Wallace i Winklera [19]. U tom modelu volumeni su prikazani kao "*elementi tromosti*", a efektivne protočne površine kroz koje se odvija prestrujavanje čine "*protočne elemente*". Kod protočnih elemenata podrazumijeva se njihov trenutni odziv na promjenu stanja, a elementima tromosti simuliraju se svojstva mehaničke i termičke tromosti pojedinih dijelova motora. Sustav motora čine motor, kompresor, turbina i rashladnik zraka, a međusobno su povezani elementima tromosti i protočnim elementima. Pri proračunu turbine korištena je srednja efektivna protočna površina, a rad kompresora određen je iz polja značajki. Termodinamička svojstva radnog medija izračunavaju se, u ovisnosti o pretičku zraka, pomoću polinoma. Model rashladnika zraka opisan je empirijskim izrazom. Fizikalna svojstva pojedinih dijelova data su u formi empirijskih izraza, tabličnih podataka ili karakterističnim krivuljama. Opisom procesa u motoru u obzir se uzima utjecaj izmjene radnog medija, kut prekrivanja ventila, promjena tlaka radnog medija u kolektorima, pojava tlačnih valova u ispušnom kolektoru kao i rad koji je potreban za izmjenu radnog medija.

Numerički model u kojem se pojednostavljeni proračun visokotlačnog dijela procesa temelji na Sabatheovu procesu s pet značajnih točaka, prikazan je u radu Winklera i Wallace [20]. Izmjena radnog medija odvija se strujanjem pri konstantnom tlaku kroz efektivnu protočnu površinu ventila. Model turbopunjača koristi polje značajki za kompresor, dok je rad turbine opisan analitičkim izrazima.

Rezultate dobivene pomoću modela brzookretnog dizelskog motora pri promjenjivom opterećenju Watson i Marzouk [21] usporedili su s vrijednostima pojedinih značajki koje su dobivene mjerenjem. Numerički model koji su koristili sastavljen je od detaljnog modela procesa u cilindru motora. Dok su modeli usisnog i ispušnog kolektora pojednostavljeni prema metodi "puni-prazni", a u modelu turbopunjača koristi se polje značajki. Za potrebe istraživanja ponašanja brodskeg srednjookretnoga dizelskog motora pri promjenjivom opterećenju Boy je u radu [22] koristio model koji se kao i prethodni koristi detaljni model procesa, proces turbopunjača opisan je s poljem značajki, a proces u kanalima i kolektorima metodom "puni prazni".

Detaljan prikaz rezultata istraživanja na području numeričkog modeliranja procesa u cilindru, usisnim i ispušnim kolektorima i drugim elementima dizelskih motora dao je Jankov u radu [23]. U radu su termodinamički procesi u cilindru motora opisani, uzimajući pri tom u obzir disocijaciju i svojstva realnog plina, promjenu sastava plina, izmjenu topline kroz stijenke, tijekom oslobađanja topline prilikom izgaranja goriva. Kao podloga za razvoj numeričkih modela primijenjeni su kvazistacionarni modeli termodinamičkih i strujnih procesa kod dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem goriva. U radu su numerički modeli prikazani u formi koja omogućuje modularan pristup pri izradi računalnog programa.

Kvazistacionarni model za simulaciju dizelskog motora s turbopunjačem koji je primjenjiv za simulaciju brodskih i stacionarnih energetskeg sustava za dobivanje električne energije opisan je u radu Stronach i Smith [24]. Model je sastavljen prema modularnom principu od tri modela međusobno povezanih u cjelinu koja predstavlja jedinstveni model dizel-električnog agregata. U radu su opisani modeli termodinamičkih procesa u motoru, regulatora brzine vrtnje i električnih trošila.

Za simulaciju rada dizelskog motora s turbopunjačem u uvjetima promjenjivog i nepromjenjivog opterećenja pri pogonu sinkronog generatora u radu Medice [25] primijenjen je nultodimenzionalni model s jednom zonom. Osnovu modela motora čine diferencijalne jednačbe koje proizlaze iz zakona o očuvanju energije i mase, te jednačbe stanja plina. Model turbopunjača opisan je pomoću polinoma čiji su koeficijenti određeni pomoću podataka iz polja značajki. Prikazani model u obzir uzima izmjenu topline kroz stijenke cilindra, kolektora i kanala. U radu je opisan i model sinkronog generatora čije je opterećenje asinkroni elektromotor i omski otpor. Pomoću numeričkog modela u radu je prikazana detaljna analiza utjecaja tromosti zamašnih masa motora, tromosti rotora turbopunjača, značajki regulatora brzine vrtnje, volumena kolektora i drugih značajki na rad motora pri promjenjivom opterećenju.

Pored toga istražena je odziv motora pri naglim promjenama opterećenja s ciljem određivanja granice koju motor može podnijeti. Usporedba rezultata dobivenih numeričkom simulacijom i onih prikupljenih mjerenjem na stvarnom motoru potvrdila je primjenjivost modela za analizu rada motora pri promjenjivom opterećenju. Kao osnova za numeričke modele sporookretnih brodskih dizelskih motora opisane u radovima [26] [27] korišten je prethodno spomenuti model. Isti model ali prilagođen za simulaciju rada brzookretnog dizelskog motora, ali proširen na dvije zone primijenjen je i u radu [28].

Modeli oslobađanja topline koji se primjenjuju kod modeliranja procesa u cilindru dizelskog motora dijele se na nultodimenzionalne i višedimenzionalne modele. Pri tom se razlikuju nultodimenzionalni modeli s jednom, dvije i više zona. Osnovna pretpostavka kod svih modela te vrste je da se unutar zone nalazi homogena smjesa plinova, te da su temperatura i tlak unutar zone ovisni samo o vremenu odnosno trenutnom položaju koljenastog vratila. Kod višedimenzionalnih modela sastav, temperatura i tlak ovise i o položaju unutar zone.

Kod jedno zonskih modela dizelskih motora s direktnim ili indirektnim ubrizgavanjem goriva dinamika oslobađanja topline prilikom izgaranja najčešće se matematički opisuje pomoću jednostruke ili dvostruke Wiebe-ove funkcije kao u radovima [29] [30]. Iz poznate zakonitosti oslobađanja topline izračunava se temperatura i tlak u cilindru. Međutim Wiebe-ova funkcija ne uzima u obzir fizikalne procese koji djeluju na formiranje upaljive smjese prije početka izgaranja.

U radu Whitehouse i Way [31] prikazan je polu-empirijski model koji u obzir uzima dinamiku ubrizgavanja goriva i količinu kisika u cilindru motora za vrijeme procesa izgaranja. U modelu se pretpostavlja da vrijeme potrebno za nastanak upaljive smjese ovisi o ukupnoj površini kapljica koje čine mlaz ubrizganog goriva. Učinak zakašnjenja paljenja u obzir se uzima pomoću brzine kemijske reakcije.

Za simulaciju rada dizelskog motora s direktnim ubrizgavanjem goriva u radu Kouremenos-a i suradnika [32] (1997.) opisan je model s više zona. Model omogućuje predviđanje performansi rada motora i emisije štetnih tvari. U radu je istaknuto da općenito modeli s više zona ne mogu istovremeno dati rezultate s odgovarajućom točnošću s obzirom na performanse motora i emisiju štetnih tvari, te da su uglavnom prilagođeni predviđanju emisija. U radu je prikazan model koji omogućuje proračun značajki rada motora, emisije NO<sub>x</sub> i emisije krutih čestica uz relativno mala odstupanja od rezultata dobivenih mjerenjima na ispitnom motoru. Autori ističu da je radi relativno

kratkog vremena potrebnog za kompletni proračun predloženi model pogodan pri optimizaciji postojećih i razvoju novih motora.

U radu Rakopoulos-a i suradnika [33] (2003.) detaljno je opisan razvoj i provjera numeričkog modela dizelskog motora s direktnim ubrizgavanjem goriva. Opisani model podrazumijeva podjelu prostora izgaranja unutar cilindra u dvije zone. Zona u kojoj nema izgaranja sadrži zrak, dok zonu u kojoj se odvija izgaranje čine produkti izgaranja. Tijekom procesa izgaranja potreban zrak u zonu izgaranja dovodi se iz zone u kojoj nema izgaranja, a gorivo se kontinuirano dobavlja ubrizgavanjem pomoću rasprskavača. Mlaz goriva pomiješanog sa zrakom ima oblik konusa, a njihov broj odgovara broju otvora na rasprskavaču. Modelom se u obzir uzimaju utjecaji kretanja zraka u cilindru, razvoj mlaza i miješanje sa zrakom, dodir mlaza sa stijenkama, izmjena topline pri turbulentnom strujanju i kemijski procesi za vrijeme izgaranja. Utjecaj isparavanja kapljica goriva i zakašnjenje paljenja uzimaju se u obzir pomoću polu-empirijskog modela izgaranja. Prilikom razrade modela posebna je pažnja usmjerena na određivanje količine kisika koja je raspoloživa za izgaranje goriva. Temperatura u zonama i tlak u cilindru izračunavaju se pomoću jednadžbi proizašlih iz zakona očuvanja mase i energije, te jednadžbe stanja plina. Za izračunavanje koncentracije pojedinih sudionika u ispušnom plinu korištena je metoda kemijske ravnoteže. Pomoću poznatih ravnotežnih koncentracija i izraza za brzinu odvijanja kemijskih reakcija izračunava se koncentracija NO. U model je ugrađen i modul koji omogućuje praćenje nastanka i oksidacije krutih čestica. Usporedba rezultata dobivenih simulacijom rada motora opisanim numeričkim modelom i onih dobivenih mjerenjima na ispitnom motoru dala je vrlo dobre rezultate.

Utjecaj primjene Miller-ovog procesa kod srednjookretnih dizelskih motora s turbopunjačima na smanjenje emisije NO<sub>x</sub> i ujedno povećanje učinkovitosti motora ukazuje se u radu Codan-a i Vlaskos-a [34] (2004). U radu je dat pregled teorije Miller-ova procesa kroz uvid na utjecaj pojedinih parametara tijekom izmjene radnog medija na rad motora. U radu je prikazana i praktična primjena sustava s efikasnim turbopunjačem za pred-nabijanje srednjookretnoga dizelskog motora kod kojeg se usisni ventili zatvaraju do 60° prije DMT.

Razvoj i primjena složenog modela s više zona za simulaciju rada dizelskih motora s turbopunjačem opisana je u radu Kuleshov-a [35] iz 2006. Kod ovog modela mlaz goriva koje se ubrizgava u cilindar motora podijeljen je na veći broj zona. Pri tom se u obzir uzima interakcija mlaza s stijenkama, vrtloženje, razvoj mlaza goriva za vrijeme ubrizgavanja, utjecaj kuta ubrizgavanja, uvjeti isparavanja goriva za svaku zonu. Numerički model motora sadrži i module za predviđanje emisije krutih čestica,

kao i  $\text{NO}_x$ . U radu je analiziran utjecaj jednostrukog, dvostrukog i trostrukog ubrizgavanja na brzinu oslobađanja topline prilikom izgaranja. Rezultati dobiveni simulacijom uspoređeni su s mjerenjima na testnom motoru Caterpillar.

U radu Rao i Honnery-a [36] (2013) koristi se kvazi-dimenzionalni model s više zona za predviđanje emisije  $\text{NO}_x$  kod dizelskog motora (*bez turbopunjača*) s direktnim ubrizgavanjem goriva. Nakon provjere i kalibracije model je pokazao dobre rezultate s obzirom na točnost izračunatog tlaka u cilindru i brzinu oslobađanja topline u usporedbi s vrijednostima dobivenim mjerenjem pri različitim opterećenjima i brzinama vrtnje. Primjena Mellor-ova  $\text{NO}_x$  modela ostvarena su manja odstupanja u odnosu na izmjerene vrijednosti u cijelom radnom području motora, dok je kod Zeldovich-ova  $\text{NO}_x$  modela bila potrebna stalna korekcija empirijskih koeficijenata pri promjeni opterećenja odnosno brzine vrtnje motora.

Različiti pristupi za smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  i krutih čestica pri radu srednjookretnih brodskih motora primjenom numeričkih CFD (*Computational fluid dynamics*) simulacija i eksperimentalnih istraživanja prikazani su u radu Forbenius-a i suradnika [37] (2009.). U radu je istražen utjecaj promjene tlaka zraka u kolektoru, tlaka goriva u zajedničkom vodu, pred ubrizgavanja goriva, na temperaturu i tlak u cilindru, te na emisiju  $\text{NO}_x$  i krutih čestica.

Da se nulto-dimenzionalni model s dvije zone može uspješno primijeniti i za predviđanje emisije  $\text{NO}_x$  i kod elektroničkim upravljanih dvotaktnih brodskih dizelskih motora pokazali su rezultati istraživanja koja su opisana u radu Scappin-a i suradnika [38] (2012.). Model pokazuje mala odstupanja od eksperimentalno dobivenih vrijednosti za specifičnu potrošnju goriva i emisiju  $\text{NO}_x$ .

Istraživanje utjecaja podijeljenog (*višestrukog*) ubrizgavanja goriva kod dizelskih motora s direktnim i indirektnim ubrizgavanjem goriva pomoću računalnog CFD (*Computational fluid dynamics*) programa FIRE koje je proveo Jafarmadar predstavljeno je u knjizi [39] (2013.). U radu se istražuje utjecaj podijeljenog ubrizgavanja goriva na emisiju krutih čestica i  $\text{NO}_x$ , pri tom su korištene tri različite sheme ubrizgavanja. Ubrizgavanje goriva je podijeljeno u dva dijela pri čemu se u drugom dijelu ubrizgava 10-20-25% od ukupne ubrizgane količine goriva. Početak drugog ubrizgavanja u odnosu na prvo mijenjan je u koracima od po  $5^\circ$  koljenastog vratila (KV). Provedena istraživanja pokazala su da je optimum s obzirom na smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  i krutih čestica kod motora s direktnim ubrizgavanjem pri nazivnom opterećenju postignut kad je razmak između ubrizgavanja  $25^\circ$ , a količina ubrizganog goriva u drugom ubrizgavanju iznosi 25% od ukupne količine.

Razvoj i primjenu nulto-dimenzionalnog modela s tri zone za analizu radnih parametara brzookretnog dizelskog motora prikazan je u radu Paramust i Thankom [40] (2014.). Model pretpostavlja da se prilikom izgaranja u cilindru motora formiraju tri zone. S početkom izgaranja goriva nastaje zona "izgorenog", a zrak odnosno kisik potreban za izgaranje dobiva se iz zone "ne izgorenog", treću zonu čini rubni sloj plina neposredno uz stijenke cilindra. Pri tom se pretpostavlja da se u zoni u kojoj nema izgaranja ne odvijaju niti kemijske reakcije, te da je smjesa goriva i zraka homogena. Koncentracija dušikovih oksida računa se prema proširenom Zeldovich-ovom mehanizmu. Model je primijenjen za simulaciju rada dizel motora, koji kao gorivo koristi mješavinu dizela i etanola.

Za potrebe analize utjecaja tlaka ubrizgavanja na brzinu oslobađanja topline i emisiju dušikovih oksida u radu Yuksek-a i suradnika [41] (2014.) primijenjen je nulto-dimenzionalni model s više zona. Za opis procesa izgaranja primijenjena je dvostruka Wiebe-ova funkcija. Prošireni Zeldovich-ov mehanizam i pristup koji se oslanja na djelomičnu kemijsku ravnotežu korišteni su pri modeliranju nastanka NO<sub>x</sub>. Usporedba izmjerenih tlakova u cilindru i onih dobivenih mjerenjem pokazuje dobru podudarnost, a i rezultati dobiveni modelom emisije NO<sub>x</sub> su zadovoljavajući.

U radu Finesso-a i Spessa [42] (2014.) opisan je relativno jednostavni model s tri zone koji je primjenjiv u aplikacijama koje rade u realnom vremenu. Osnovu modela čini nulto-dimenzionalni model kod kojeg se prostor izgaranja dijeli u tri zone i to "zonu goriva", "zonu neizgorenih plinova" i "zonu stehiometrijskih plinova izgaranja" na koje se primjenjuje zakon očuvanja mase i energije. Za razliku od drugih sličnih modela u ovom primjeru koriste se jednadžbe zapisane u obliku koji ne zahtjeva iterativni postupak rješavanja čime je vrijeme potrebno za izračunavanje znatno skraćeno. Za poznati tlak u cilindru model izračunavaju se temperature i mase u zonama, brzina oslobađanja topline i emisija NO<sub>x</sub> kod dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem pri stacionarnim i ne stacionarnim uvjetima rada.

U radu Baldi-a i suradnika [43] (2015). godine opisan je model brodskoga srednjookretnog dizelskog motora u kojem se za modeliranje visokotlačnog dijela procesa koristi nultodimenzionalni model. Za ostatak procesa, kao i za opis modela ostalih elementa motora primjenjuje se model srednje vrijednosti. Model omogućuje praćenje velikog broja parametara rada motora uz relativno kratko vrijeme proračuna. Model je korišten za simulaciju rada brodskog dizelskog motora u stacionarnim uvjetima rada, provjera modela provedena je usporedbom dobivenih rezultata s izmjerenim vrijednostima. U radu je istraživana i utjecaj promjenjive geometrije turbine turbopunjača na značajke motora.

Razvoj kvazi-dimenzionalnog numeričkog modela opisan je u radu Mrzljak-a i suradnika [44] (2015). Kod prikazanog modela mlaz ubrizganog goriva dijeli se u veći broj manjih volumena. Pri tom se pretpostavlja da ne dolazi do izmjene mase i energije između zona. U opisanom modelu primjenjuje se direktno rješavanje jednadžbi za izračunavanje temperature i tlaka u cilindru, te nije potreban iterativni postupak. Podjelom mlaza ubrizganog goriva na veći broj zona omogućeno je preciznije određivanje temperature u zonama unutar cilindra za dio procesa u kojem se odvija izgaranje. Na ostale dijelove procesa primijenjen je nulto-dimenzionalni model.

U radu Sindhu-a i suradnika [45] (2017.) numerički model dizelskog motora s direktnim ubrizgavanjem goriva korišten je za istraživanje utjecaja podijeljenog ubrizgavanja goriva na emisiju NO<sub>x</sub> i SPG motora u usporedbi s promjenom kuta početka ubrizgavanja i recirkulacije ispušnih plinova. U radu se koristi kvazidimenzionalni model čije su ishodište diferencijalne jednadžbe koje su proizašle iz primjene prvog glavnog stavka termodinamike i jednadžbe stanja idealnog plina. Model omogućuje izračun odnosno predviđanje brzine oslobađanja topline, gubitaka topline, zakašnjenja paljenja, i kemijskih procesa za vrijeme izgaranja u cilindru motora. Simulacije pokazuju da je primjenom podijeljenog ubrizgavanja u omjeru 25% / 75% moguće ostvariti smanjenje emisije NO<sub>x</sub>, na razini koja se postiže uz EGR od 20% i kasniji početak ubrizgavanja, bez značajnijeg povećanja potrošnje goriva.

Primjena polu-empirijskog modela s dvije zone kod brzookretnog dizelskog motora predstavljena je u radu Provataris-a i suradnika [46] (2017.). U modelu se koriste podaci o geometrijskim značajkama cilindra, osnovni radnim parametrima i eksperimentalno dobiveni podaci o brzini oslobađanja topline za izračunavanje brzine nastanka i količine dušikova oksida (NO) u cilindru. Kao i kod većine sličnih modela u prostoru unutar cilindra se prilikom početka izgaranja formiraju dvije zone, a emisija NO, koja približno odgovara ukupnoj emisiji NO<sub>x</sub> izračunava se pomoću proširenog Zeldovich-ova mehanizma. Dobiveni rezultati pokazali su da numerički model omogućuje izračun emisije NO pri promjeni parametara rada motora uz zadovoljavajuću točnost. Model je primjenjiv i u aplikacijama koje nadziru i optimiziraju rad motora u realnom vremenu.

Pomoću numeričkog modela brodskeg dvotaktnog dizelskog motora koji koristi teško gorivo istraživan je u radu Sun-a i suradnika [47] (2018.) utjecaj recirkulacije ispušnih plinova, vlaženja ispirnog zraka i Miller-ova procesa na emisiju NO<sub>x</sub>. Pri tom su rezultati istraživanja pokazali da se emisija NO<sub>x</sub> primjenom EGR metode može smanjiti koliko je potrebno da se ispune zahtjevi propisa.

U radu Savva i Hountalas [48] (2016.). opisan je razvoj polu-empirijskog modela s više zona za predviđanje emisije dušikovih oksida kod brzookretnih dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem goriva. Kako bi se odredila dinamika oslobađanja topline prilikom izgaranja goriva u cilindru koriste se osnovne geometrijske značajke i podaci o radu motora dobiveni mjerenjem od kojih je najznačajniji tlak u cilindru. Model pretpostavlja da formiranje zona započinje s početkom izgaranja, a prestaje nakon izgaranja cjelokupne količine ubrizganog goriva. U modelu se koristi novi empirijski izraz za određivanje ekvivalentnog omjera goriva i zraka u zonama izgaranja. Kao i u većini drugih radova i ovdje se primjenjuje prošireni Zeldovich-ev mehanizam nastanka NO na sve zone u kojima se odvija izgaranje.

Razvoj još jednog polu-empirijskog modela koji omogućuje vrlo dobro predviđanje emisije NO<sub>x</sub> pri različitim uvjetima rada i opterećenjima motora prikazan je u radu Sharma i suradnika [49] (2019.). Za formiranje polu-empirijskog modela nastanka NO<sub>x</sub> koriste se podatci o procesu izgaranja u cilindru motora za cijelo radno područje motora pri stacionarnim uvjetima. Model u obzir uzima dio procesa od zatvaranja usisnog ventila do otvaranja ispušnog ventila, te se pri tom u obzir uzimaju temperature u zoni izgaranja i u zoni bez izgaranja, kao i koncentracija kisika u zoni izgaranja, te količina ubrizganog goriva. Za formiranje modela korišteno je nekoliko statističkih metoda, uključujući metode pojedinačnog i cjelovitog strojnog učenja. Provjera modela je provedena na nekoliko različitih dizelskih motora, uz različite radne uvjete, i primjenu različitih mjera za smanjenje emisije NO<sub>x</sub>.

Novi pristup analizi Miller-ovog procesa prikazan je u radu Gonca [50] (2017.). U njegovu radu korišten je termodinamički model "konačnih vremena" za analizu utjecaja Miller-ovog procesa na: termički stupanj djelovanja, snagu i specifičnu snagu motora.

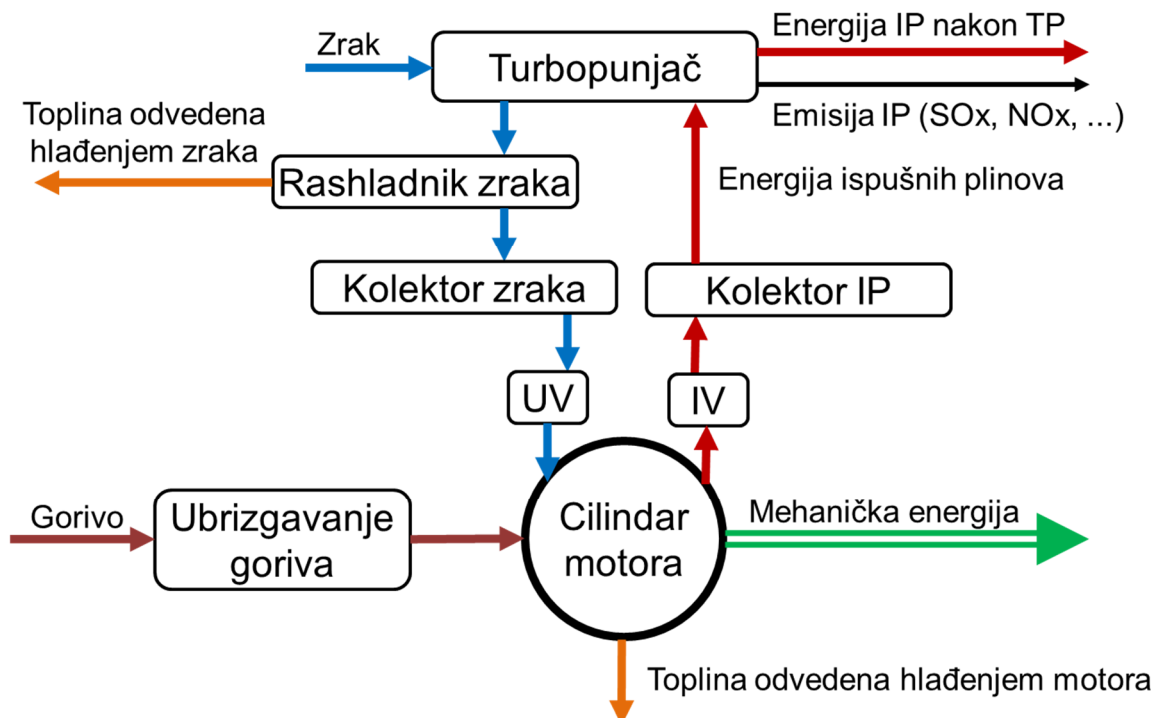
Za istraživanje utjecaja Miller-ovog procesa, recirkulacije ispušnih plinova i naknadnog ubrizgavanja goriva na proces izgaranja u cilindru dizelskog motora u radu Guan-a i suradnika [51] (2019.) korišten je programski paket "Ricardo Wave". Računalni program za rješavanje problema jednodimenzionalnih nestacionarnih strujanja kompresibilnog fluida primjenjuje metodu konačnih razlika. Proces izgaranja simuliran je korištenjem podataka koji su proizašli iz profila krivulje brzine oslobađanja topline koji je dobiven na temelju izmjerenih vrijednosti tlaka u cilindru. Stanje plina u cilindru je određeno pomoću modela s dvije zone, uzimajući u obzir promjenu entalpije tijekom izmjene radnog medija, izmjenu topline kroz stijenke i rad klipa. Rezultati provedenih istraživanja pokazuju da je kombinacijom Miller-ova ciklusa, EGR-a i naknadnog ubrizgavanja goriva moguće ostvariti smanjenje emisije NO<sub>x</sub> za 66%.



### 3. NUMERIČKI MODEL DIZELSKOG MOTORA

Dizelski motor je toplinski stroj namijenjen pretvorbi kemijske energije sadržane u gorivu u mehaničku energiju. Ta pretvorba odvija se u dvije faze. Prva faza je izgaranja goriva u cilindru motora pri čemu se oslobađa toplina - toplinske energija proporcionalna količini - masi goriva koje se ubrizgava u cilindar. Uslijed oslobađanja topline smjesi plinova u cilindru povećava se temperatura i tlak što za posljedicu ima pomicanje klipa prema DMT (*donja mrtva točka*) - time započinje druga faza odnosno pretvorba toplinske u mehaničku energiju. Translacijsko gibanje klipa pretvara se u rotacijsko gibanje koljenastog vratila motora. Taj proces ponavlja se ciklički u svim cilindrima motora, te se na izlaznom vratilu motora ostvaruje zakretni moment. Motori s unutarnjim izgaranjem kod kojih se jedan kompletan radni ciklus ostvari za vrijeme dva potpuna okretaja koljenastog vratila, a ubrizgano gorivo se upali u kontaktu s vrelim zrakom u cilindru nazivaju se četverotaktni dizelski motori.

Pri praktičnoj izvedbi kao i pri definiranju matematičkog modela dizelski motor se promatra kao sustav koji se sastoji od više podsustava. Pri tom se svaki od podsustava može promatrati odvojeno ili u međusobnoj interakciji. Osnovni podsustavi od kojih se sastoji dizelski motor s turbopunjačem prikazani su na Slici 3.1.



Slika 3.1 Osnovni podsustavi DM obuhvaćeni numeričkim modelom

Zrak iz okoline potreban za proces u motoru s turbopunjačem dobavlja se pomoću centrifugalnog puhala (*kompresora*) koji je pogonjen turbinom na ispušne plinove. Rotor puhala i turbine imaju zajedničko vratilo, te su im brzine vrtnje iste.

Zrak iz puhala struji kroz hladnjak zraka prema usisnom kolektoru. Iz usisnog kolektora zrak struji u pojedine cilindre motora za vrijeme dok su na tim cilindrima otvoreni usisni ventili, odnosno za vrijeme *takta usisa*. Zrak u cilindru motora se u *taktu kompresije* komprimira te mu raste tlak i temperatura. Pred kraj kompresije u cilindra se preko rasprskavača ubrizgava gorivo pomoću visokotlačne pumpe. Fino raspršeno gorivo se u prostoru cilindra, koji je definiran položajem klipa, pomiješa s zrakom i upali. Uslijed izgaranja smjese goriva, zraka i plinova nastalih izgaranjem raste temperatura i tlak, te se klip uslijed ekspanzije plinova počinje gibati prema DMT. Iz tog razloga se treći takt naziva *takt ekspanzije* ili radni takt. Za vrijeme četvrtog takta otvoren je ispušni ventil te plinovi nastali izgaranjem goriva struje kroz ispušni ventil u ispušni kolektor, te dalje u plinsku turbinu i okoliš.

Dizelski motor je namijenjen pogonu drugih strojeva te je njegovo koljenasto vratilo najčešće direktno povezano s drugim strojem, na primjer sa sinkronim generatorom izmjenične struje. Pri pogonu sinkronog generatora izmjenične struje bitno je da dizelski motor održava konstantnu brzinu vrtnje neovisno o opterećenju. Radi toga značajan podsustav dizelskog motora predstavlja i regulator brzine vrtnje. Osnovna zadaća regulatora je održavanje konstantnog broja okretaja pri promjenama opterećenja, što se postiže djelovanjem regulatora na količinu ubrizganog goriva odnosno na dobavu visokotlačne pumpe goriva.

Za svaki od podsustava srednjookretnoga dizelskog motora definiran je posebni matematički model. Svi podsustavi motora međusobno su povezani odgovarajućim vezama za prijenos mase i energije u jednu cjelinu - **matematički model dizelskog motora**. Budući nestacionarni režimi rada motora nisu predmet istraživanja, program za simulaciju rada motora ne uzima u obzir dinamiku klipnog mehanizma i turbopunjača. Ipak radi cjelovitosti prikaza i mogućnosti proširenja numeričkog modela za analizu rada motora u nestacionarnim uvjetima, dat je i matematički opis dinamike klipnog mehanizma i turbopunjača. Radi pojednostavljenja matematičkog modela na slici nisu prikazani sustavi hlađenja i podmazivanja motora bez kojih rad realnog motora s unutarnjim izgaranjem nije moguć.

### 3.1. Zakon očuvanja energije i mase

Kako je u uvodnom dijelu napomenuto matematički model kojim se simulira rad motora prilagođen je analizi rada motora pri stacionarnim režimima. Budući je motor namijenjen pogonu sinkronog generatora izmjenične struje proizlazi da motor radi s konstantnim brojem okretaja, a opterećenje se mijenja u ovisnosti o opterećenju brodske električne mreže. Prijelazni periodi prilikom povećanja odnosno smanjenja opterećenja nisu predmet ovog rada.

U svim podsustavima dizelskog motora koji su ujedno i kontrolni volumeni (*usisni kolektor, cilindar motora i ispušni kolektor*) pred postavlja se homogeno stanje smjese u svakom promatranom trenutku vremena. Veličine stanja kao što su tlak i temperatura te pretičak zraka promjenjive su u vremenu - funkcije su vremena. Pri tom nisu modelirana i ne analiziraju se polja temperatura i brzina. Radi pojednostavljenja modela pred postavlja se trenutno i potpuno miješanje medija koji ulazi u kontrolni volumen s medijem koji je u tom volumenu. Za opis promjena stanja u kontrolnim volumenima primijenjene su diferencijalne jednadžbe prvog reda koje proizlaze iz zakona o očuvanju mase odnosno energije. Iz praktičnih razloga sve promjene stanja u kontrolnim volumenima date su u ovisnosti o položaju odnosno kutu zakreta koljenastog vratila.

Jednozonskim kvazistacionarnim modelom postiže se zadovoljavajuću podudarnost modela sa stvarnim dizelskim motorom za većinu značajki motora. Model s dvije zone primijenjen je samo na kontrolni volumen koji obuhvaća cilindar motora i to za dio procesa koji je značajan za nastanak dušikovih oksida.

#### 3.1.1. Jednadžba očuvanja mase

Jednadžba očuvanja mase u diferencijalnom obliku odnosno promjena mase medija  $dm$  u kontrolnom volumenu u ovisnosti o kutu zakreta  $d\varphi$  koljenastog vratila motora data je izrazom:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_{ul}}{d\varphi} + \frac{dm_{iz}}{d\varphi} + \frac{dm_g}{d\varphi} + \frac{dm_{pr}}{d\varphi} + \frac{dm_{dz}}{d\varphi} \quad (3.1)$$

Pri tom je  $m_{ul}$  masa medija koja ulazi, a  $m_{iz}$  masa medija koja izlazi iz promatranog kontrolnog volumena,  $m_g$  je masa goriva koja se dovodi,  $m_{pr}$  označava dio mase medija koji uslijed propuštanja izlazi izvan granica kontrolnog volumena. Masa dodatnog zraka  $m_{dz}$  u prethodnom izrazu predstavlja dodatni zrak koji se pri upućivanju motora

komprimiranim zrakom dovodi u kontrolni volumen. Pri radu motora  $m_{dz} = 0$ , te nema utjecaja na proces u motoru.

### 3.1.2. Jednadžba očuvanja energije

Jednadžba očuvanja energije za toplinske strojeve proizlazi iz prvog glavnog stavka termodinamike, a njegov diferencijalni oblik je:

$$dQ = dU + p \cdot dV \quad (3.2)$$

Diferencijal unutarnje energije može se zapisati u obliku:

$$dU = d(m u) = u \cdot dm + m \cdot du \quad (3.3)$$

Nakon uvrštavanja izraza (3.3) u (3.2) dobije se:

$$dQ = u \cdot dm + m \cdot du + p \cdot dV \quad (3.4)$$

Jednadžba energetske bilance za medij u kontrolnom volumenu može se zapisati kao:

$$dQ = \sum_i dQ_i + \sum_j h_j \cdot dm_j \quad (3.5)$$

U prethodnom izrazu prvi član pretpostavlja toplinu koja se izmjenjuje između radnog medija i granica kontrolnog volumena, a drugi član osjetnu toplinu medija koji prestrujava.

Budući se  $dQ$  sastoji od topline izgaranja goriva  $Q_g$  i topline koja se predaje stijenkama  $Q_{st}$  slijedi da je:

$$\sum_i dQ_i = dQ_g + dQ_{st} \quad (3.6)$$

Izraz za energetske bilancu medija u kontrolnom volumenu proizlazi iz izraza (3.4) i (3.5), te se nakon što se uvrsti izraz (3.6) može zapisati u obliku:

$$u \cdot dm + m \cdot du = dQ_g + dQ_{st} + \sum_j h_j \cdot dm_j - p \cdot dV \quad (3.7)$$

Jednadžba stanja idealnog plina je:

$$p \cdot dV = m \cdot R \cdot T \quad (3.8)$$

Veličine stanja specifična unutarnja energija i plinska konstanta smjese koju čine produkti izgaranja goriva i zrak funkcije su tlaka, temperature i pretička zraka koje su date izrazima:

$$u = f(p, T, \lambda) \quad (3.9)$$

$$R = f(p, T, \lambda) \quad (3.10)$$

Nakon diferenciranja prethodnih izraza slijedi:

$$du = \frac{\partial u}{\partial p} dp + \frac{\partial u}{\partial T} dT + \frac{\partial u}{\partial \lambda} d\lambda \quad (3.11)$$

$$dR = \frac{\partial R}{\partial p} dp + \frac{\partial R}{\partial T} dT + \frac{\partial R}{\partial \lambda} d\lambda \quad (3.12)$$

Jednadžba za promjenu temperature medija u kontrolnom volumenu u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila dobije se nakon što se izrazi (3.8), (3.11) i (3.12) uvrste u izraz za energetske bilancu (3.7). Nakon sređivanja jednadžbu se može zapisati u obliku:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{\frac{1}{m} \left[ -p \frac{dV}{d\varphi} + \sum_i \frac{dQ_i}{d\varphi} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\varphi} - u \frac{dm}{d\varphi} - m \left( \frac{\partial u}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} \right] - C}{\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{A}{B} \frac{p}{T} \frac{\partial u}{\partial p}} \quad (3.13)$$

Radi jednostavnijeg zapisa u prethodnom izrazu uvedeni su članovi:

$$A = 1 + \frac{T}{R} \frac{\partial R}{\partial T}, \quad B = 1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p}, \quad C = \frac{p}{B} \frac{\partial u}{\partial p} \left[ \frac{1}{m} \frac{dm}{d\varphi} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{R} \left( \frac{\partial R}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} \right] \quad (3.14)$$

U njima je sadržan utjecaj kompresibilnosti i disocijacije plinova nastalih pri izgaranju goriva u cilindru motora. Disocijacije plinova izgaranja u cilindru dizelskog motora nije izražena jer su vršne vrijednosti temperature niže od 2000 K, a i kompresibilnost plina nema značajniji utjecaj. Iz navedenog proizlazi da svojstva realnog plina neće u većoj mjeri odstupati od idealnog plina.

Odnosno može se pretpostaviti da je unutarnja energija plina ovisna o temperaturi ali ne i o tlaku. Uz navedenu pretpostavku jednadžba promjene temperature u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila je:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{m \frac{\partial u}{\partial T}} \left[ -p \frac{dV}{d\varphi} + \sum_i \frac{dQ_i}{d\varphi} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{d\varphi} - u \frac{dm}{d\varphi} - m \left( \frac{\partial u}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} \right] \quad (3.15)$$

Značajke radnog medija  $\left( u, h, \kappa, \frac{\partial u}{\partial \lambda}, \frac{\partial u}{\partial T}, \frac{\partial u}{\partial p}, \frac{\partial R}{\partial \lambda}, \frac{\partial R}{\partial T}, \frac{\partial R}{\partial p} \right)$  odnosno

smjese, produkta izgaranja i zraka mogu se odrediti pomoću analitičkih izraza u ovisnosti o sastavu i temperaturi plina koji su dati u Woschi [81] [52] i Jankov [82] [23].

## 3.2. Cilindar motora

Transformacija kemijske energije u toplinsku energiju u motoru s unutarnjim izgaranjem odvija se u cilindru motora. Cilindar motora pretpostavlja kontrolni volumen koji je omeđen stijenkama cilindra i čelom klipa.

Promjena mase radnog medija u cilindru motora određena je masom medija koja u cilindar motora prestrujava kroz usisne i ispušne ventile, masom ubrizganog goriva i masom dijela medija koja se gubi uslijed propuštanja.

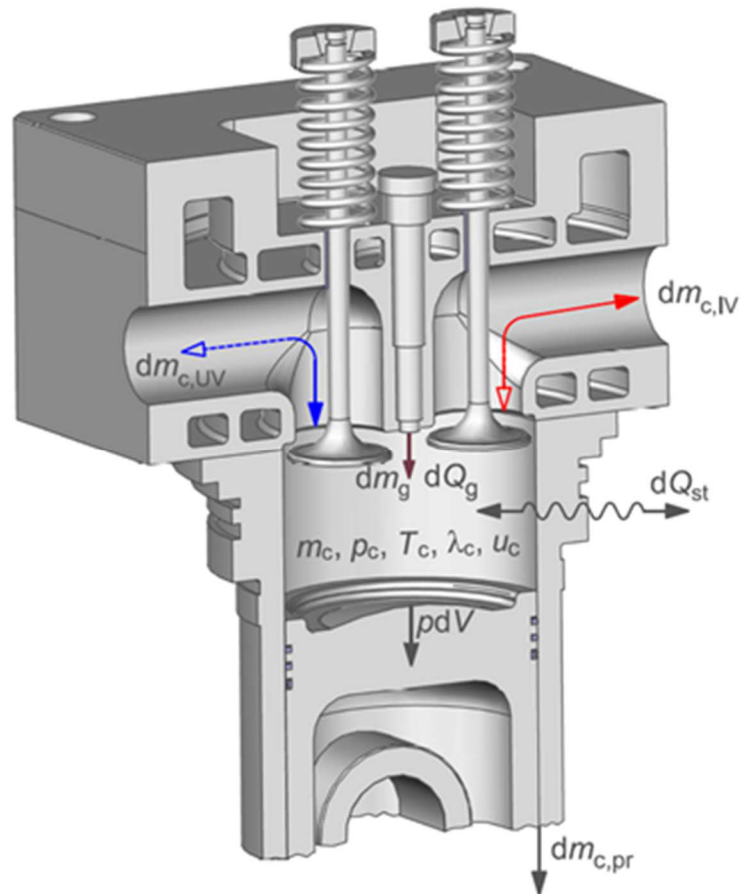
### 3.2.1. Bilanca mase i energije za cilindar motora

Bilanca mase u cilindru motora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila određena je diferencijalnom jednačinom:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{c,ul}}{d\varphi} + \frac{dm_{c,iz}}{d\varphi} + \frac{dm_{c,g}}{d\varphi} + \frac{dm_{c,pr}}{d\varphi} \quad (3.16)$$

Energetska bilanca za cilindar motora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila određena je diferencijalnom jednačinom:

$$\frac{dQ_c}{d\varphi} = \frac{dQ_{c,g}}{d\varphi} + \frac{dQ_{c,st}}{d\varphi} + h_{ul} \frac{dm_{c,ul}}{d\varphi} + h_{iz} \frac{dm_{c,iz}}{d\varphi} + h_g \frac{dm_{c,g}}{d\varphi} + h_{pr} \frac{dm_{c,pr}}{d\varphi} - p \cdot dV \quad (3.17),$$



Slika 3.2 Bilanca mase i energije za kontrolni volumen - cilindar motora

### 3.2.2. Promjena temperature u cilindru motora

Do promjene temperature radnog medija u cilindru dolazi uslijed promjene volumena cilindra (*kompresija i ekspanzija*), dovođenja topline izgaranjem goriva, izmjene radnog medija, izmjene topline sa stijenkama cilindra. Odnosno do promjene temperature u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila dolazi uslijed dovođenja ili odvođenja topline u promatrani kontrolni volumen - cilindar motora.

Diferencijalna jednadžba promjene temperature u cilindru motora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila je:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[ -p_c \frac{dV_c}{d\varphi} + \sum_i \frac{dQ_{c,i}}{d\varphi} + \sum_j h_{c,j} \frac{dm_{c,j}}{d\varphi} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} - m_c \left( \frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_c \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right] \quad (3.18)$$

### 3.2.3. Rad u cilindru motora

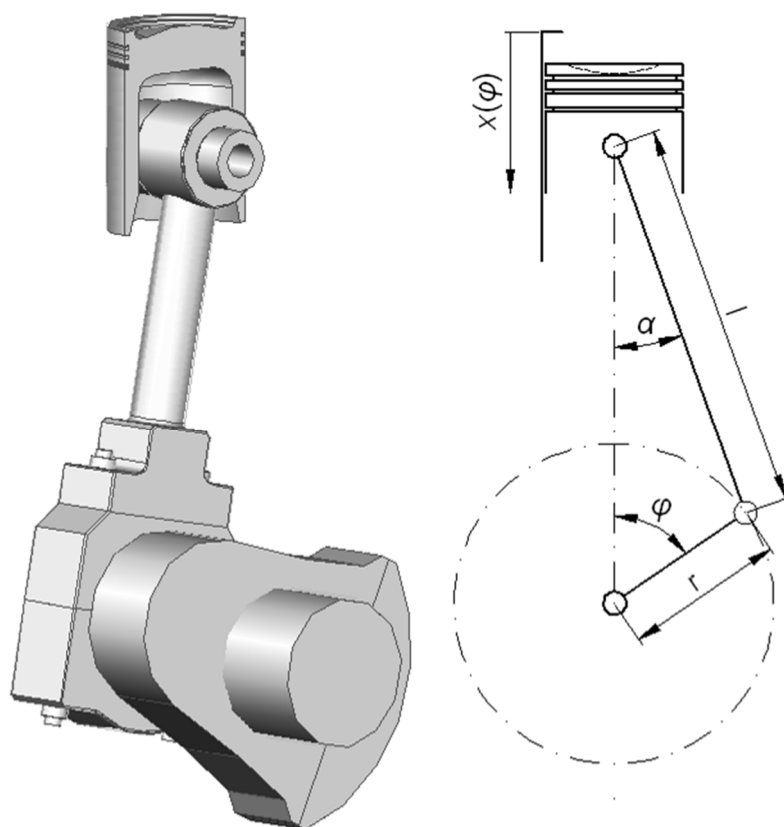
Prilikom izgaranja goriva u cilindru oslobađa se toplina koja uzrokuje porast temperature i tlaka. Uslijed djelovanja tlaka na čelo klipa dolazi do pomicanja klipa te je ostvaren rad:

$$\frac{dW_c}{d\varphi} = p_c \frac{dV_c}{d\varphi} \quad (3.19)$$

Za određivanje rada prema prethodnoj jednadžbi potrebno je odrediti tlak u cilindru i promjenu volumena u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila.

Iz jednadžbe stanja plina proizlazi izraz za tlak u cilindru motora:

$$p_c = \frac{m_c \cdot R_c \cdot T_c}{V_c} \quad (3.20)$$



Slika 3.3 Koljenasti mehanizam klipnog motora



Do promjene volumena cilindra dolazi uslijed pomicanja klipa, te je radi određivanja trenutnog volumena cilindra potrebno odrediti položaj klipa u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila. Ta ovisnost za koljenasti mehanizam motora prikazan na Slici 3.3 određen je izrazom:

$$x(\varphi) = r + l - r \cos \varphi - l \cos \alpha = r(1 - \cos \varphi) + l \left( 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2 \varphi} \right) \quad (3.21)$$

pri tom je  $r$  polumjer koljena koljenastog vratila, a  $l$  duljina klipnjače.

Volumen cilindra pri položaju klipa  $x$  određen je izrazom:

$$V_c(x) = \frac{d_c^2 \pi}{4} x + V_0 \quad (3.22)$$

U prethodnom izrazu je  $d_c$  promjer cilindra, a  $V_0$  volumen kompresijskog prostora.

Omjer kompresije za poznati volumen cilindra i kompresijski prostor je:

$$\varepsilon = \frac{V_c}{V_0} = \frac{V_s + V_0}{V_0} \rightarrow V_0 = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \quad (3.23)$$

U prethodnom izrazu  $V_s$  označava stapajni volumen koji se određuje prema:

$$V_s = \frac{d_c^2 \pi}{4} 2r \rightarrow \frac{d_c^2 \pi}{4} = \frac{V_s}{2r} \quad (3.24)$$

Izraz za volumen cilindra ispunjen radnim medijem dobije se nakon uvrštavanja izraza (3.23) i (3.24) u (3.22) :

$$V_c(x) = \frac{V_s}{2r} x + \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = \frac{V_s}{2} \left( \frac{x}{r} + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right) \quad (3.25)$$

Ako se omjer poluga koljenastog mehanizma  $r/l$  označi s  $\lambda_m$  iz jednadžbi (3.21) i (3.25) dobije se izraz za volumen cilindra u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila  $\varphi$ :

$$V_c(\varphi) = \frac{V_s}{2} \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda_m} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda_m^2 \sin^2 \varphi} \right) + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right] \quad (3.26)$$

Diferenciranjem prethodnog izraza po kutu zakreta koljenastog vratila  $\varphi$  dobije se izraz za brzinu promjene volumena cilindra:

$$\frac{V_c}{d\varphi} = \frac{V_s}{2} \left[ \sin\varphi + \lambda_m \frac{\sin\varphi \cos\varphi}{1 - \sqrt{1 - \lambda_m^2 \sin^2\varphi}} \right] \quad (3.27)$$

### 3.2.4. Prijelaz topline u cilindru motora

Cilindar motora predstavlja kontrolni volumen koji je omeđen košuljicom, glavom cilindra i klipom odnosno čelom klipa, te se preko tih površina odvija i prijelaz topline u cilindru. Izmjena topline u cilindru motora za vrijeme usisa (*punjenja*), kompresije i ispuha se odvija konvekcijom, a prilikom izgaranja goriva i zračenjem.

U stacionarnim režimima rada temperatura košuljice cilindra, izložene površine klipa i glave cilindra motora se prema istraživanjima Pflaum i Mollenhauer [53] i Löhner i Döhning [54] ne mijenja u većoj mjeri, te se pri proračunu može koristiti srednja vrijednost temperature.

Za vrijeme rada motora temperaturno polje u cilindru je nehomogeno i nestacionarno, te koeficijent prijelaza topline nema konstantnu vrijednost. Budući su razlike u iznosu koeficijenta prijelaza topline na pojedinim mjestima u cilindru motora relativno male, moguće ih je zanemariti i koristiti srednji koeficijent prijelaza topline.

Prijelaz topline s radnog medija na stijenke cilindra dat je izrazom:

$$\frac{dQ_{st,c}}{d\varphi} = \sum_i \alpha_c \cdot A_{st,c,i} (T_{st,i} - T_c) \frac{dt}{d\varphi} \quad (3.28)$$

Površina preko koje se odvija izmjena topline pri radu motora se mijenja u ovisnosti o trenutnom položaju klipa odnosno kutu zakreta koljenastog vratila. Ta površina je zbroj izloženih površina čela klipa, glave i košuljice cilindra, uvećana za dio površine klipa do prvog klipnog prstena. Pri tom se površina izloženog dijela košuljice mijenja u ovisnosti o položaju klipa. Ukupna površina za bilo koji položaj klipa data je izrazom:

$$A_{st,c} = \sum_i A_{st,c,i} + \frac{2}{3} d_c \cdot \pi \cdot h_k \quad (3.29)$$

pri tom je:  $h_k$  - udaljenost od čela klipa do prvog klipnog prstena (*dio površine koji je izložen direktnom utjecaju medija u cilindru*)

Prilikom određivanja topline koju radni medij izmjenjuje kroz stijenke cilindra, koristiti će se empirijske jednadžbe koje su rezultat eksperimentalnih istraživanja usmjerenih prema određivanju srednje vrijednosti koeficijenta prijelaza topline. Problem određivanja koeficijenta konvektivnog prijelaza topline pri ne stacionarnim i nehomogenim uvjetima predmet je većeg broja znanstvenih radova. Prikaz empirijski dobivenih jednadžbi kojima se određuje koeficijent prijelaza topline za stijenke cilindra, kanale u glavi cilindra, te usisne i ispušne kolektore dali su Pflaum i Mollenhauer [55].

Jednu od najčešće korištenih empirijskih jednadžbi za određivanje srednje vrijednosti koeficijenta prijelaza topline je jednadžba prema Woschni [56].

$$\alpha_c = 130,5 \cdot d_c^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \left[ C_1 \cdot c_{SBK} + C_2 \frac{V_s T_{c,UVZ}}{p_{c,UZ} V_{c,UVZ}} (p_c - p_{ck}) \right] \quad (3.30)$$

pri tom je:

$c_{SBK}$	- srednja brzina klipa, m/s,
$c_{vr}$	- brzina vrtloženja, m/s,
$p_c$	- tlak u cilindru, bar,
$p_{ck}$	- tlak pri adijabatskoj kompresiji, bar,
$C_1=6,18+0,417(c_{vr}/c_m)$	- za vrijeme izmjene radnog medija,
$C_1=2,28+0,308(c_{vr}/c_m)$	- za vrijeme kompresije, izgaranja i ekspanzije
$C_2=0,00324 \text{ m s}^{-1} \text{ K}^{-1}$	- za dizelske motore s direktnim ubrizgavanjem goriva.

Za izračunavanje srednje vrijednosti koeficijenta prijelaza topline može se koristiti i jednostavniji empirijski izraz prema Hohenbergu [57]:

$$\alpha_c = C_1 \cdot V_c^{0,06} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,4} \cdot (c_{SBK} + C_2)^{0,8} \quad (3.31)$$

Vrijednosti koeficijenta za dizelske motore promjera cilindra od 97mm do 128mm su prema Hohenbergu [57]:

$$C_1=130$$

$$C_2=1,4$$

### 3.2.5. Temperatura stijenki cilindra

Za precizno određivanje količine topline koja se izmjenjuje kroz stijenke cilindra potrebno je znati temperaturu svakog dijela površine kroz koju se izmjena topline odvija u promatranom trenutku vremena. Kod nulto-dimenzionalnih modela izgaranja u cilindru motora u pravilu nije poznata promjene temperature stijenke kao funkcije vremena i položaja u prostoru. No zahvaljujući činjenici da je toplinska inercija medija koji se koristi kao rashladno sredstvo i dijelova motora relativno velika, dinamika promjene temperature dijelova motora je višestruko sporija od dinamike procesa.

Kao rješenje problema nameće se primjena srednje temperature stijenke cilindra. Analitički izraz za određivanje srednje temperature površine koja je s jedne strane izložena radnom, a s druge rashladnom mediju prema Streit i Borman [58] je:

$$T_{i, \text{st}, \text{sr}} = \frac{\alpha_{c, \text{sr}} A_{i, \text{sr}} T_{c, \text{sr}} \left( \frac{\delta_{\text{st}}}{\lambda_{\text{st}} A_{\text{st}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{RV}}} \right) + T_{\text{RV}}}{1 + \left( \frac{\delta_{\text{st}}}{\lambda_{\text{st}} A_{\text{st}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{RV}} A_{i, \text{RV}}} \right) A_{i, \text{sr}} \alpha_{c, \text{sr}}} \quad (3.32)$$

Pri tom se pretpostavlja da se debljina stijenke  $\delta_{\text{st}}$ , koeficijent toplinske vodljivosti  $\lambda_{\text{st}}$ , koeficijent prijelaza topline  $\alpha_{\text{RV}}$  na strani rashladnog medija i  $T_{\text{RV}}$  temperatura rashladne vode ne mijenjaju u ovisnosti o vremenu i/ili položaju.

### 3.2.6. Gubitak radnog medija uslijed propuštanja

Do gubitka dijela radnog medija kroz slabo zabrtvljena mjesta dolazi u zoni dodir klipnih prstena s klipom i stijenkom cilindra kao i u zoni dodira ventila i sjedišta. Uz pretpostavku da je motor ispravno održavan, zagrijan na radnu temperaturu i uz uporabu odgovarajućeg ulja za podmazivanje, propuštanja radnog medija iz cilindra  $dm_{c, \text{pr}}$  su relativno mala, te se mogu zanemariti. Ulje za podmazivanje kod četverotaktnih dizelskih motora pored osnovne namijene - smanjenja trenja i odvođenja topline smanjuje i propuštanje radnog medija iz cilindra motora.

Do znatnijeg propuštanja radnog medija može doći i kod potpuno ispravnog motora za vrijeme i neposredno nakon hladnog starta motora uslijed male brzine vrtnje pri upućivanju, te povećanih zazora između klipa i košuljice kod hladnog motora. Ranije navedeno za predmetno istraživanje nema značaja, jer je matematički model namijenjen simulaciji rada dizelskog motora pri stacionarnim režimima rada.

### 3.2.7. Kompresija i ekspanzija radnog medija u cilindru

Prilikom kompresije i ekspanzije radnog medija usisni ispušni ventili su zatvoreni, a u cilindar se ne ubrizgava gorivo. Odnosno za vrijeme kompresije i ekspanzije nema izmjene radnog medija. Uz pretpostavku da je i gubitak radnog medija kroz slabo zabrtvljena mjesta zanemarivo mali slijedi da je:

$$\frac{dm_{c,ul}}{d\varphi} = 0, \quad \frac{dm_{c,iz}}{d\varphi} = 0, \quad \frac{dm_{c,g}}{d\varphi} = 0, \quad \rightarrow \quad \frac{dm_c}{d\varphi} = 0 \quad (3.33)$$

odnosno ne mijenja se pretičak zraka, niti se u cilindar dovodi toplina izgaranjem goriva,

$$\frac{d\lambda_c}{d\varphi} = 0 \quad (3.34)$$

$$\frac{dQ_{c,g}}{d\varphi} = 0 \quad (3.35)$$

Uzimajući u obzir prethodno navedeno jednadžba (3.18) za promjenu temperature medija u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila za vrijeme kompresije i ekspanzije u cilindru motora prelazi u oblik:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[ -p_c \frac{dV_c}{d\varphi} + \frac{dQ_{st,c}}{d\varphi} \right] \quad (3.36)$$

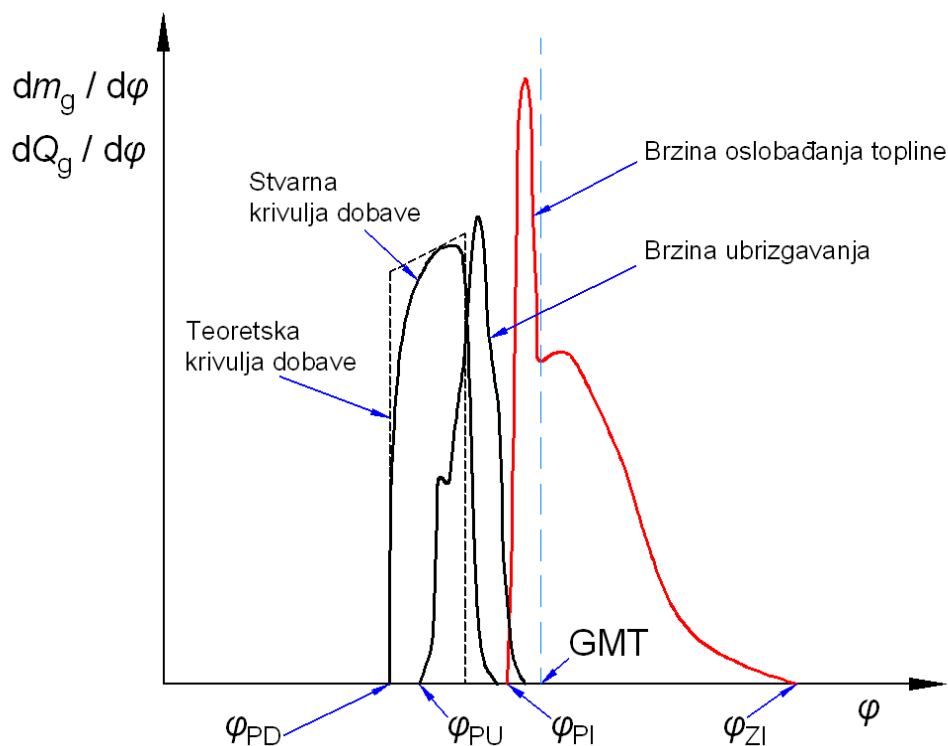
Prethodna jednadžba vrijedi pri kompresiji i ekspanziji radnog medija u svim režimima rada motora osim prilikom pokretanja (*upućivanja motora komprimiranim zrakom*) kada se za vrijeme ekspanzije u cilindre motora dovodi i dodatni zrak.

### 3.2.8. Izgaranje goriva

Radi povećanja energetske učinkovitost i smanjenja negativnog utjecaj na okoliš, nastoji se u cilindru motora postići čim bolje uvjete za zapaljenje i izgaranje goriva. Kod dizelskih motora u cilindrima se pri kraju kompresije mora postići dovoljno visoka temperatura zraka da bi se postiglo paljenje u cilindar ubrizganog goriva. Pored toga prilikom izmjene radnog medija mora se postići čim bolje ispiranje cilindra od zaostalih ispušnih plinova. Nadalje, potrebno je ostvariti vrtložno kretanje zraka pri kraju kompresije kako bi se u cilindar ubrizgano gorivo čim brže i bolje izmiješalo sa zrakom, te stvorilo homogenu zapaljivu smjesu. Navedeno se postiže odgovarajućim

kompresijskim omjerom, svrhovitim dizajnom kompresijskog prostora, usisnih i ispušnih kanala i ventila, povećanjem tlaka ispirnog zraka, visokim tlakovima ubrizgavanja i drugim mjerama.

U cilindar se ubrizgava gorivo kao jedan ili više mlazeva koji se sastoje od velikog broja pojedinačnih kapljica goriva u ovisnosti o izvedbi rasprskaača goriva. Motori s većim promjerom cilindra u pravilu imaju rasprskaače s više otvora za ubrizgavanje goriva, a kod sporookretnih dvotaktnih motora u primjeni su sustavi sa dva ili tri rasprskaača goriva po cilindru. Nakon što je gorivo ubrizgano u cilindar ono se miješa sa zrakom i zagrijava, te dolazi do njegova isparavanja. Kada se za to ispune uvjeti dolazi do samozapaljenja prethodno pripremljene upaljive smjese. Vrijeme koje protekne od trenutka početka ubrizgavanja goriva do trenutka paljenja gorive smjese naziva se zakašnjenje paljenja. Nastale pare goriva izgaraju vrlo brzo što ima za posljedicu porast tlaka i temperature u cilindru uslijed intezivnog oslobađanja topline. Dio topline oslobođene izgaranjem goriva iskoristi se za isparavanje preostalih kapljica goriva kako bi se dobila upaljiva smjesa za nastavak procesa izgaranja, te dolazi do smanjenja brzine izgaranja goriva. Brzina izgaranja goriva u tom periodu određena je brzinom isparavanja preostalog goriva. Taj drugi relativno spori dio procesa izgaranja poznat je i pod nazivom *difuzijsko izgaranje*.



Slika 3.4 Dobava VT pumpe, brzina ubrizgavanja goriva i brzina oslobađanja topline

Složeni proces izgaranja goriva u cilindru motora opisuje se pomoću različitih numeričkih modela koji su prema Heywood [59] i Boulchous [60] podijeljeni na: *nultodimenzionalne*, *kvazidimenzionalne*, i *multidimenzionalne* modele.

***Nultodimenzionalni modeli*** opisuju proces izgaranja u cilindru motora tako da daju ovisnost brzine oslobađanja topline pri izgaranju goriva ubrizganog u cilindar. Pri tom je jedina neovisna promjenjiva veličina vrijeme odnosno kut zakreta koljenastog vratila motora. Najjednostavniji modeli procesa izgaranja u obzir uzimaju samo masu goriva koje izgara u cilindru motora. Znatno veća točnost modela ostvaruje se ako se umjesto mase goriva koristi topline koje se oslobađa za vrijeme izgaranja goriva. Na taj način se u obzir može uzeti utjecaj nepotpunog izgaranja koje se javlja kao posljedica nehomogenosti gorive smjese i/ili nedostatka kisika.

Predmet većeg broja istraživanja i objavljenih radova je modeliranje procesa izgaranja kao funkcije kojom je data ovisnost brzine oslobađanja topline o vremenu odnosno kutu zakreta koljenastog vratila. Jedan od najčešće korištenih izraza kojima je opisana zakonitost oslobađanja topline u ovisnosti o vremenu dao je Vibe [61]. Ovisnost brzine izgaranja o vremenu svi autori daju u obliku izraza u kojem se pomoću dva ili više parametara oblik dobivene krivulje koja predstavlja zakon oslobađanja topline nastoji čim više približiti stvarnosti odnosno rezultatima eksperimentalnih istraživanja. Ovim pristupom u obzir se ne uzima geometrija prostora izgaranja, strujanja radnog medija u cilindru, ovisnost količine ubrizganog goriva o vremenu, i drugo. Osnovna prednost ove metode i razlog za njeno korištenje je njena jednostavnost.

***Kvazidimenzionalni modeli*** kao i nultodimenzionalni modeli imaju samo jednu promjenjivu veličinu - vrijeme, ali zato u obzir uzimaju veličine stanja radnog medija, ovisnost količine ubrizganog goriva o vremenu, strujanje radnog medija, geometriju prostora izgaranja kao i druge čimbenike. Gorivo koje se ubrizgava u cilindar odnosno mlaz raspršenog goriva dijeli se u veći broj grupa koje se sastoje od  $N$  kapljica goriva. Za svaku skupinu kapljica pretpostavlja se da je u svakom trenutku homogena odnosno da sve kapljice u skupini u promatranom trenutku vremena imaju ista svojstva. Na taj način prostor cilindra se dijeli u konačni broj podsustava. Uzajamna izmjena energije i mase se podrazumijeva. Položaj bilo koje od skupina - podsustava ovisan je samo o vremenu - kutu zakreta koljenastog vratila.

**Multidimenzionalni modeli** za razliku od nultodimenzionalnih i kvazidimenzionalnih modela, kod kojih se primjenjuju obične diferencijalne jednadžbe, u opisu modela koriste parcijalne diferencijalne jednadžbe sa četiri nezavisne promjenjive veličine - *tri prostorne koordinate i vrijeme*. Modeli primjenjuju zakone očuvanja energije, mase i kemijskih reakcija koji su dati u obliku parcijalnih diferencijalnih jednadžbi, te se tako postiže znatno detaljniji opis procesa izgaranja. Rubni uvjeti se određuju pomoću posebnih jednadžbi za lokalni prijenos topline, kemijske reakcije i drugo. Ovakvi modeli pružaju mogućnost detaljnog i preciznog istraživanja brojnih čimbenika povezanih s konstrukcijom motora, gorivom, utjecajem na okoliš i drugim. Takvim modelima moguće je postići vrlo dobru podudarnost sa stvarnim procesima.

Za potrebe ovog rada koristiti će se nultodimenzionalni model procesa izgaranja u cilindru motora koji koristi opis izgaranja prema Vibe-u [61]. Iako je taj opis izgaranja u svom izvoru obliku dobiven analizom procesa izgaranja u benzinskom motoru moguća je njegova primjena i kod dizelskih motora uzimajući pri tom u obzir značajke dizelskog motora kao što su: snaga, stupanj djelovanja i najveći tlak u cilindru pri izgaranju. Udio izgorjelog goriva, odnosno intezitet oslobađanja topline dati su izrazima:

$$Q_g = f(\varphi) = x_g \cdot m_g \cdot H_d \cdot \eta_{izg} \quad (3.37)$$

$$x_g = \frac{Q_g}{m_g \cdot H_d \cdot \eta_{izg}} = 1 - \exp\left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}}\right)^{m+1}\right) \quad (3.38)$$

Izraz za brzinu oslobađanja topline pri izgaranju dobije se nakon diferenciranja prethodnog izraza po kutu zakreta koljenastog vratila  $\varphi$ ,

$$\frac{dx_g}{d\varphi} = C(m+1) \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}}\right)^m \exp\left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}}\right)^{m+1}\right) \quad (3.39)$$

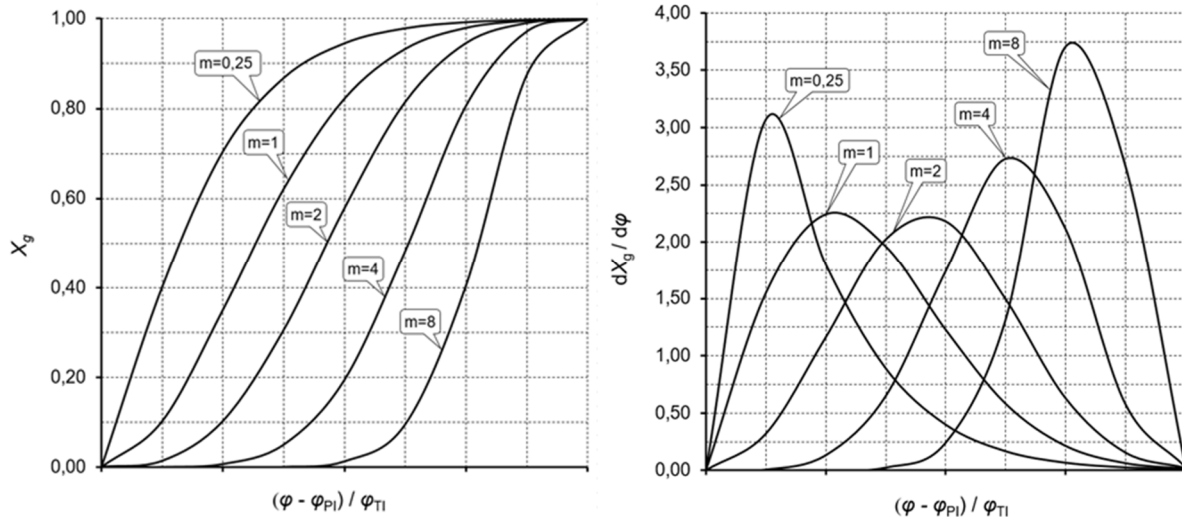
$$\varphi_{TI} = \varphi_{ZI} - \varphi_{PI} \quad (3.40)$$

pri tome je:

- $x_g$  - relativni udio izgorjelog goriva (*relativni udio topline oslobođen prilikom izgaranja goriva*),
- $C$  - konstanta  $C = 6,901$  (*pri 99,9% efikasnosti izgaranja goriva*),
- $\varphi_{PI}$  - kut koljenastog vratila u trenutku početka izgaranja,
- $\varphi_{ZI}$  - kut koljenastog vratila u trenutku završetka izgaranja,
- $\varphi_{TI}$  - kut za vrijeme kojeg se odvija izgaranje goriva.



Jednadžba (3.38) definira oslobađanje topline eksponencijalnom funkcijom. Trenutak u kojem dolazi do najvećeg inteziteta oslobađanja topline određuje eksponent  $m$  kako je to prikazano Slici 3.5. Gubici uslijed disocijacije i nepotpunog izgaranja u obzir su uzeti stupnjem djelovanja  $\eta_{izg}$ .



Slika 3.5 Udio izgorjelog goriva i brzina izgaranja prema Vibe-u

Za određivanje eksponenta  $m$  primjenjuju se različiti izrazi proizašli iz eksperimentalnih istraživanja koji u obzir uzimaju uvjete pri kojima se odvija proces izgaranja. Ovisnost Vibe-ova eksponenta o masi radnog medija, zakašnjenju paljenja, tlaku i temperaturi u cilindru i brzini vrtnje motora dali su Woschi i Anisits [62] izrazom:

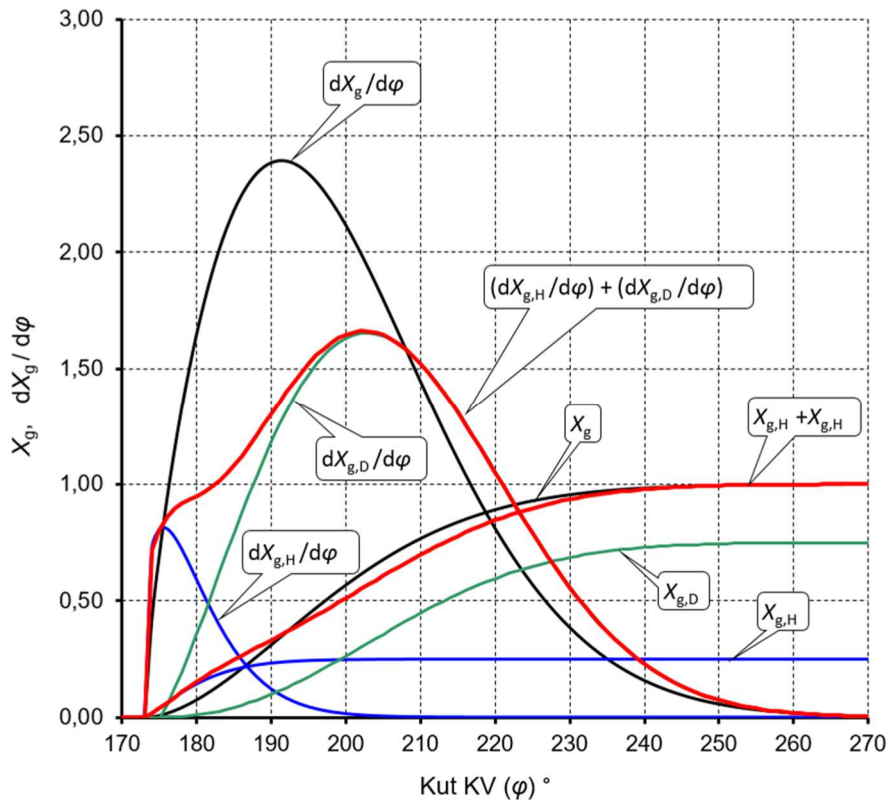
$$m = m_0 \left( \frac{\Delta\varphi_{ZP,0}}{\Delta\varphi_{ZP}} \right)^{0,5} \left( \frac{\rho_c T_{c,0}}{\rho_{c,0} T_c} \right) \left( \frac{m_{M,0}}{m_M} \right)^{0,3} \quad (3.41)$$

Izraz za određivanje promjene trajanja izgaranja u ovisnosti o promjeni pretička zraka i brzine vrtnje motora predložili su Betz i Woschi [63]:

$$\Delta\varphi_{TI} = \Delta\varphi_{TI,0} \left( \frac{\lambda_0}{\lambda} \right)^{0,6} \left( \frac{m_M}{m_{M,0}} \right)^{0,5} \quad (3.42)$$

Za dizelske motore s direktnim ubrizgavanjem goriva znakovite su dvije faze izgaranja, i to homogena faza s velikom brzinom izgaranja i difuzijska faza sa relativno malom brzinom izgaranja. Kako bi se dobio precizniji opis procesa izgaranja odnosno zakonitost oslobađanja topline Oberg [64] je predložio da se na svaku fazu procesa izgaranja primjeni po jedna jednadžba prema Vibe-u. Pri tom te jednadžbe imaju različite eksponente  $m$  kao i vrijeme trajanja izgaranja, dok im je trenutak početak

izgaranja isti. Superpozicijom tih dviju jednadžbi dobije se dvostruka Vibe-ova funkcija kako je prikazano na Slici 3.6.



Slika 3.6 Jednostruka i dvostruka Vibe-ova funkcija

Dvostrukom Vibe-ovom funkcijom period izgaranja dijeli se u dva dijela (*homogeni i difuzijski*), a oni zbrojeni daju cjeloviti prikaz procesa izgaranja. Pri tom se koriste izrazi:

$$x_g(\varphi) = x_{g,HF}(\varphi) + x_{g,DF}(\varphi) \quad (3.43)$$

$$x_{g,HF}(\varphi) = 1 - \exp\left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{Pl}}{\varphi_{TI}}\right)_{HF}^{m_{HF}+1}\right) \quad (3.44)$$

$$x_{g,DF}(\varphi) = 1 - \exp\left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{Pl}}{\varphi_{TI}}\right)_{DF}^{m_{DF}+1}\right) \quad (3.45)$$

Za prvi dio funkcije koji podrazumijeva homogenu fazu izgaranja prema Oberg-u [64] eksponent  $m_{HF} = 2$ , a drugi parametri su funkcije pretička zraka, zakašnjenja paljenja i brzine vrtnje motora.

### 3.2.9. Određivanje početka izgaranja goriva

Kod dizelskog motora gorivo se počinje ubrizgavati u cilindar pri kraju kompresije pri kojoj se zrak u cilindru zagrije na temperaturu veću od temperature paljenja dizelskog goriva (500 °C do 550 °C). Gorivo ubrizgano u cilindar na rubnim dijelovima mlaza isparava, odnosno nastaje upaljiva smjesa isparenog goriva i zraka koja je zagrijana na temperaturu paljenja te dolazi do njenog izgaranja i oslobađanja topline. Na proces izgaranja znatan utjecaj ima sustav ubrizgavanja goriva, geometrija prostora izgaranja i ulaznih kanala čijim je konstrukcijskim značajkama potrebno osigurati čim bolje uvjete za izgaranje goriva u cilindru.

Vrijeme koje protekne od trenutka **početka ubrizgavanja** goriva do **početka izgaranja** naziva se **zakašnjenje paljenja**. Na zakašnjenje paljenja utjecaj imaju fizikalni i kemijski procesi. Fizikalni procesi pripreme goriva i gorive smjese kao što su raspršivanje, isparavanje i miješanje uzrok su fizikalnog zakašnjenja paljenja. Proces koji ovisi o tlaku i temperaturi u prostoru izgaranja i kemijskom sastavu goriva uzrokuje kemijsko zakašnjenje paljenja.

Trenutak početka izgaranja ovisi o početku dobave visokotlačne pumpe goriva  $\varphi_{PD}$ , vremenu potrebnom za širenje tlačnog vala od visokotlačne pumpe do rasprskaača kroz visokotlačnu cijev  $\Delta\varphi_{ZU}$  i o zakašnjenju paljenja  $\Delta\varphi_{ZP}$ .

$$\varphi_{PI} = \varphi_{PD} + \Delta\varphi_{ZU} + \Delta\varphi_{ZP} \quad (3.46)$$

Vrijeme koje protekne od početka dobave visokotlačne pumpe goriva do početka ubrizgavanja goriva predstavlja zakašnjenje ubrizgavanja  $\Delta\varphi_{ZU}$  koje ovisi vremenu širenja tlačnog vala kroz visokotlačnu cijev. Za visokotlačnu cijev poznate duljine  $L_{VTC}$  zakašnjenje ubrizgavanja određeno je izrazom:

$$\Delta\varphi_{ZU} = \frac{360n_M L_{VTC}}{c_{zv,g}}, \quad (3.47)$$

pri tom je  $c_{zv,g}$  brzina širenja zvuka kroz gorivo u visokotlačnoj cijevi ( $c_{zv,g} = 1300 - 1400$  m/s).

Duljina visokotlačne cijevi i brzina širenja zvuka kroz gorivo u visokotlačnoj cijevi su nepromjenjive za konkretni motor i vrstu goriva, te će zakašnjenje ubrizgavanja biti funkcija brzine vrtnje motora:

$$\Delta\varphi_{ZU} = \Delta\varphi_{ZU,0} \frac{n_M}{n_{M,0}}, \quad (3.48)$$

Jednadžba za određivanje vremena zakašnjenja paljenja u milisekundama za dizelsko gorivo s cetanskim brojem 52 prema Sitkei-u [65] je:

$$\tau_{ZP} = 0,5 + \exp\left(\frac{3,92782}{T_{c,ZP}}\right) (0,1332 p_{c,ZP}^{-0,7} + 4,367 p_{c,ZP}^{-1,8}) \quad (3.49)$$

Prethodnu jednadžbu za određivanje vremena zakašnjenja paljenja u milisekundama za teško gorivo s cetanskim brojem 40 prilagodio je Boy [22],

$$\tau_{ZP} = 0,5 + \exp\left(\frac{3,92782}{T_{c,ZP}}\right) (0,155 p_{c,ZP}^{-0,7} + 5,796 p_{c,ZP}^{-1,8}) \quad (3.50)$$

U jednadžbama (3.49) i (3.50) za vrijednosti tlaka i temperature uzimaju se njihove srednje vrijednosti za period zakašnjenja paljenja, a tlak se uvrštava u bar-ima. Jednostavniju jednadžbu za određivanje vremena zakašnjenja paljenja u milisekundama dao je Wolfer [66]:

$$\tau_{ZP} = 3,45 \exp\left(\frac{2100}{T_{c,ZP}}\right) p_{c,ZP}^{-1,02} \quad (3.51)$$

Vremenski period zakašnjenja paljenja u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila kada je poznato zakašnjenja paljenja u milisekundama izračunava se primjenom izraza:

$$\Delta\varphi_{ZP} = 6n_M \tau_{ZP} 10^{-3}, \quad (3.52)$$

pri tom je  $n_M$  brzina vrtnje koljenastog vratila motora u  $\text{min}^{-1}$ .

### 3.2.10. Potpunost izgaranja - stupanj djelovanja izgaranja

Do nepotpunog izgaranja goriva, uz pretpostavku da je motor u ispravnom stanju, može doći pri naglom povećanju opterećenja odnosno momenta koji se zahtijeva od motora. Kod dizel motora koji pogone sinkrone generatore ova pojava dolazi do izražaja pri naglom povećanju opterećenja generatora kojeg pogoni dizelski motor. Regulator brzine vrtnje motora radi održavanja sinkrone brzine vrtnje generatora povećava količinu goriva koje se ubrizgava u cilindar, te je moguće da u tim prijelaznim režimima rada motora pretičak zraka u cilindru bude manji od jedan. Nedovoljna količina zraka (*kisika*) uzrokom je nepotpunog izgaranja koje uzrokuje pojavu čađe i smanjenje snage motora.

Dominantan utjecaj na pojavu nepotpunog izgaranja ima pretičak zraka i temperatura u cilindru. Stupanj djelovanja izgaranja definiran je kao omjer između stvarne topline oslobođene izgaranjem goriva mase  $m_g$  i teoretski moguće oslobođene topline pri potpunom izgaranju iste količine goriva u idealnim uvjetima. Stupanj djelovanja izgaranja dat je izrazom:

$$\eta_{\text{izg}} = \frac{Q_{g,pp}}{m_{g,pp} H_{g,d}}, \quad (3.53)$$

pri tom je  $Q_{g,pp}$  toplina nastala izgaranjem mase goriva  $m_{g,pp}$  ubrizgane u cilindar po procesu, a  $H_{g,d}$  donja ogrjevna vrijednost ubrizganog goriva.

Pri tom pretičak zraka manji od jedan uvijek uzrokuje nepotpuno izgaranje, odnosno teoretski stupanj djelovanja izgaranja približno je proporcionalan pretičku zraka.

$$\eta_{\text{izg}} \approx \lambda \quad \text{kada je } \lambda \leq 1, \quad (3.54)$$

Za pretičak zraka veći od jedan teoretski stupanj djelovanja izgaranja biti će jednak jedan.

$$\eta_{\text{izg}} = 1 \quad \text{kada je } \lambda > 1, \quad (3.55)$$

Prethodni izrazi za teoretski stupanj djelovanja izgaranja vrijede samo u idealnim uvjetima kada se postiže potpuno miješanje goriva i zraka. Budući je kod dizelskih motora raspoloživo vrijeme za pripremu smjese i izgaranje ograničeno potrebno je pri modeliranju procesa izgaranja u cilindru motora u obzir uzeti utjecaj: geometrije prostora izgaranja, inteziteta vrtloženja i drugo.

Smjernice za granični pretičak zraka kod kojeg dolazi do pojave nepotpunog izgaranja nakon provedenog eksperimentalnog istraživanja na motorima manjih snaga dali su Betz i Woschi [67]. Oni su odredili granične vrijednosti za pretičak zraka za dizelske motore s direktnim ubrizgavanjem i za motore s pretkomorom.

$\lambda_{\text{gra}} = 2,05$  - za motore s direktnim ubrizgavanjem i "mirnom" komorom izgaranja,

$\lambda_{\text{gra}} = 1,25$  - za motore s direktnim ubrizgavanjem i intezivnim vrtloženjem,

$\lambda_{\text{gra}} = 1,18$  - za motore s ubrizgavanjem u pretkomoru.

Iz tih istraživanja proizašle su i empirijske jednadžbe za određivanje stupnja djelovanja izgaranja za poznat pretičak zraka  $\lambda$  i granični pretičak zraka  $\lambda_{\text{gra}}$  kod kojeg se javlja nepotpuno izgaranje:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{izg}} &= 1 && \text{kada je } \lambda \geq \lambda_{\text{gra}} \\ \eta_{\text{izg}} &= a \lambda \exp(c\lambda) - b && \text{kada je } 1 < \lambda < \lambda_{\text{gra}} \\ \eta_{\text{izg}} &= 0,95 \lambda + d && \text{kada je } \lambda \leq 1 \end{aligned} \quad (3.56)$$

pri tom je:

$$\begin{aligned} a &= \frac{0,05 - d}{\lambda_{\text{gra}} \exp(c\lambda_{\text{gra}}) - \exp(c)} && b = a \exp(c) - 0,95 - d \\ c &= -\frac{1}{\lambda_{\text{gra}}} && d = -0,0375 - \frac{\lambda_{\text{gra}} - 1,17}{15} \end{aligned}$$

### 3.2.11. Izgaranje u cilindru motora

Prilikom razrade modela izgaranja goriva u cilindru motora pretpostavljeno je da se nastali produkti izgaranja odmah miješaju s plinovima u cilindru tako da nastaje homogena smjesa. Brzina izgaranja goriva određuje se pomoću zakona oslobađanja topline. Za vrijeme izgaranja ne dolazi do izmjene radnog medija s okolinom - masa radnog medija u cilindru motora pri tom se ne mijenja, te je:

$$\frac{dm_{\text{c,ul}}}{d\varphi} = 0, \quad \frac{dm_{\text{c,jz}}}{d\varphi} = 0 \quad (3.57)$$

Promjena temperature u cilindru motora za vrijeme izgaranja goriva data je izrazom:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[ \frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{\text{st,c}}}{d\varphi} - p_c \frac{dV_c}{d\varphi} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} - m_c \left( \frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_c \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right] \quad (3.58)$$

Promjena mase u cilindru motora određena je masom ubrizganog goriva:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{\text{g,c}}}{d\varphi} = \frac{dx_g}{d\varphi} m_{\text{g,pp}} = \frac{1}{\eta_{\text{izg}} H_d} \frac{dQ_g}{d\varphi} \quad (3.59)$$

Za poznate mase plinova, ubrizganog goriva i zraka potrebnog za stehiometrijsko izgaranje, pretičak zraka u cilindru motora dat je izrazom:

$$\lambda_c = \frac{m_c - m_{g,c}}{L_{st} m_{g,c}}, \quad (3.60)$$

a promjena pretička zraka je:

$$\frac{d\lambda_c}{d\varphi} = -\frac{\lambda_c}{m_{g,c}} \frac{dm_{g,c}}{d\varphi} \quad (3.61)$$

### 3.2.12. Izmjena radnog medija u cilindru četverotaktnog motora

Značajan utjecaj na rad motora ima izmjena radnog medija u cilindru. Izmjena radnog medija u cilindru četverotaktnog motora odvija se za vrijeme takta ispuha i punjenja (*usisa kod motora bez turbopunjača*). Prilikom ispuha otvoren je ispušni ventil te je tada cilindar motora povezan s ispušnim kolektorom. Budući se usisni ventil otvara prije zatvaranja ispušnog ventila, u jednom periodu radnog ciklusa cilindar je povezan s ispušnim i usisnim kolektorom. Nakon zatvaranja ispušnog ventila do zatvaranja usisnog ventila cilindar je povezan samo s usisnim kolektorom.

Da bi se odredio protok radnog medija iz jednog kontrolnog volumena u drugi potrebno je odrediti brzinu kojom i površinu kroz koju medij struji u promatranom trenutku. Pretpostavlja se da je strujanje stacionarno u promatranom trenutku vremena, te se primjenjuju zakoni mehanike fluida za stacionarno strujanje kroz konvergentnu mlaznicu. No kako je ono promjenljivo u vremenu naziva ga se kvazistacionarnim strujanjem.

Tijekom izmjene radnog medija, u cilindru nema izgaranja goriva te je promjena temperature u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila data jednadžbom:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[ \frac{dQ_{st,c}}{d\varphi} - p_c \frac{dV_c}{d\varphi} + h_u \frac{dm_{c,ul}}{d\varphi} + h_t \frac{dm_{c,iz}}{d\varphi} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} - m_c \left( \frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_c \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right] \quad (3.62)$$

Zbrajanjem promjena masa koje izlaze i ulaze dobije se ukupna promjena mase u cilindru:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{c,jz}}{d\varphi} + \frac{dm_{c,ul}}{d\varphi} \quad (3.63)$$

Maseni protok medija prilikom prestrujavanja iz jednog kontrolnog volumena u drugi uslijed razlike tlakova određuje se iz jednadžbe kontinuiteta za stacionarno strujanje:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \alpha_p A_{p,geo} \psi \rho_1 \sqrt{\frac{2}{R_1 T_1}} \frac{dt}{d\varphi} = A_{p,ef} \psi \rho_1 \sqrt{\frac{2}{R_1 T_1}} \frac{dt}{d\varphi} \quad (3.64)$$

Koeficijent protoka  $\alpha_p$  ovisi o geometrijskim značajkama ispušnog odnosno usisnog kanala i položaju ventila, a mijenja se u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila odnosno položaju ventila. Efektivna protočna površina  $A_{p,ef}$  jednaka je umnošku koeficijenta protoka i geometrijske protočne površine.

$$A_{p,ef} = \alpha_p A_{p,geo} \quad (3.65)$$

Pojedini proizvođači motora daju podatke o koeficijentima protoka odnosno efektivnim protočnim površinama koji su dobiveni mjerenjem. Kada ti podaci nisu dostupni geometrijska protočna površina u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila može se odrediti na temelju geometrije brjegova ispušnih i usisnih ventila, a koeficijent protoka pomoću preporuka koje je dao Chapman [68].

Funkcija protjecanja  $\psi$  za podkritični omjer tlakova prema Bošnjakoviću [69] data je izrazom:

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \quad \text{uz uvjet da je :} \quad 1 \geq \frac{p_2}{p_1} \geq \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (3.66)$$

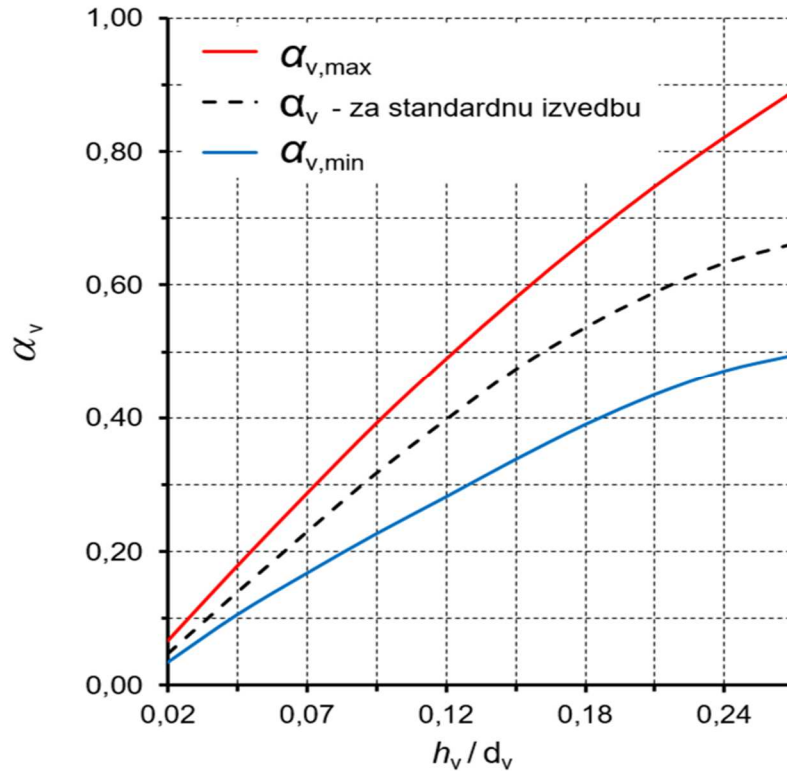
Za nadkritični omjer tlakova prema istom izvoru funkcija protjecanja određuje se prema izrazu:

$$\psi = \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}}, \quad \text{uz uvjet da je :} \quad \frac{p_2}{p_1} < \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \quad (3.67)$$



Pri tom se indeks 1 odnosi na stanje u kontrolnom volumenu ispred, a indeks 2 na stanje u kontrolnom volumenu iza mjesta prestrujavanja promatrano u smjeru strujanja medija.

Područje vrijednosti za koeficijent protoka u ovisnosti o omjeru hoda ventila  $h_v$  i promjera ventila  $d_v$  za različite izvedbe ventila dali su Menne i Pischinger [70].



Slika 3.7 Područje vrijednosti koeficijent protoka  $\alpha_v$  u ovisnosti o omjeru  $h_v/d_v$  (Izvor: [70])

Entalpija medija koji ustrojava u promatrani kontrolni volumen pribraja se energetske bilanci kontrolnog volumena, a za entalpiju medija koji istrujava vrijedi obrnuto - ona se oduzima od energetske bilance promatranog kontrolnog volumena. Tijekom istrujavanja medija iz promatranog kontrolnog volumena ne mijenja se sastav plina, te ne dolazi niti do promjene pretička zraka. Ako u kontrolni volumen ustrojavaju plinovi čiji je sastav različit od sastav plinova u kontrolnom volumenu onda dolazi do promjene pretička zraka. Promjena pretička zraka u kontrolnom volumenu u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila pri ustrojavanju određena je izrazom:

$$\frac{d\lambda_c}{d\varphi} = \frac{\frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \left( 1 - \frac{m_c m_{g,c,i}}{m_{g,c} m_{c,i}} \right)}{L_{st} m_{g,c}} = \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \left( 1 - \frac{\lambda_c L_{st} + 1}{\lambda_i L_{st} + 1} \right) \quad \text{kada je} \quad \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} > 0, \quad (3.68)$$

a kod istrujavanja nema promjene pretička zraka u kontrolnom volumenu, te je:

$$\frac{d\lambda_c}{d\varphi} = 0 \quad \text{kada je} \quad \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} < 0 \quad (3.69)$$

Promjena mase u cilindru motora počinje otvaranjem ispušnog ventila kada medij (*ispušni plinovi*) struje kroz ispušni ventil. Ispušni ventil se počinje otvarati prije DMT, te se masa plinova nastalih izgaranjem goriva smanjuje uslijed istrujavanja uzrokovanog razlikom tlakova. Nakon izjednačenja tlakova, plinove iz cilindra potiskuje klip koji se kreće prema GMT, pri tom smanjujući volumen cilindra. Prije dolaska klipa u GMT otvara se usisni ventil, te se u periodu do zatvaranja ispušnog ventila ostvaruje - prekrivanje (*preklapanje*) ventila. Pri tom u kontrolni volumen cilindra zrak prestrujava iz usisnog kolektora kroz usisni ventil, a istrujava kroz ispušni ventil u ispušni kolektor. Zrak pri tom istiskuje zaostale plinove nastale izgaranjem goriva iz kompresijskog prostora. Nakon zatvaranja ispušnog ventila, počinje punjenje cilindra sa zrakom koji ustrujava u cilindar. Punjenje cilindra prestaje po zatvaranju usisnog ventila.

Tijekom prestrujavanja medija iz spremnika s pretičkom zraka  $\lambda_i$  dolazi do promjene mase izgorenog goriva u cilindru motora koja je određena izrazom:

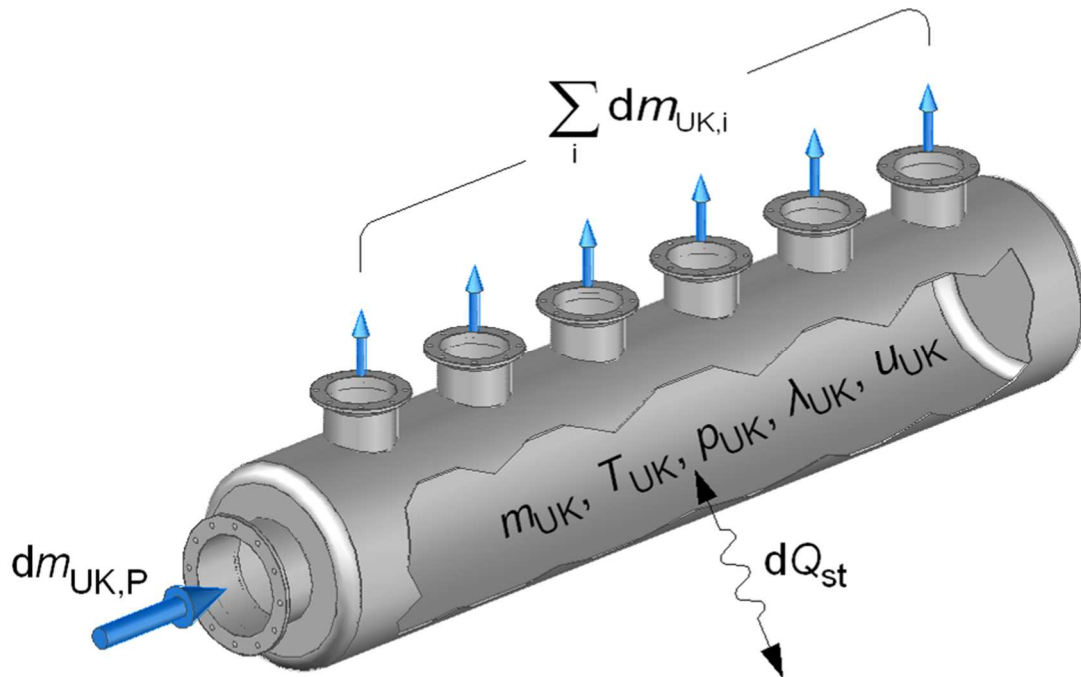
$$\frac{dm_{g,c}}{d\varphi} = \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \frac{1}{\lambda_i L_{st} + 1} \quad (3.70)$$

### 3.3. Usisni kolektor

Prilikom opisa numeričkog modela usisnog kolektora polazi se od pretpostavke da su promjene tlaka u usisnom kolektoru uslijed punjenja zrakom pomoću turbopunjača i pražnjenja kolektora pri strujanju zraka u cilindre kroz usisne ventile samo funkcije vremena, a ne i položaja. Navedena pretpostavka omogućuje da se proces u usisnom kolektoru opiše sustavom običnih nelinearnih diferencijalnih jednadžbi. Time se u obzir uzima samo promjena tlaka u vremenu, te se proces može smatrati kvazistacionarnim. U primijenjenom numeričkom modelu u obzir je uzeta i izmjena topline između radnog medija i okoline koja se odvija kroz stijenku usisnog kolektora i usisnih kanala.

Pojedini autori primjenjuju jednostavniji model pretpostavljajući pri tom da se relativno male promjene tlaka, kao i izmjena topline kroz stijenke kolektora, mogu zanemariti. Iako i takav pristup daje zadovoljavajuće rezultate u ovom radu se modelom u obzir uzimaju i promjene tlaka i izmjena topline kroz stijenke kolektora. Na

taj način postiže se manje odstupanje rezultata dobivenih numeričkim modelom u odnosu na one dobivene mjerenjem na motoru.



Slika 3.8 Usisni kolektor - bilanca mase i energije

Geometrija protočnih površina preko kojih se odvija izmjena radnog medija, kao i zakonitosti promjena unaprijed su određene. Masa medija koji prestruji u promatranom periodu vremena određuje se iz bilance mase, te po potrebi korigira pretičak zraka. Trenutni tlak u usisnom kolektoru ili bilo kojem drugom kontrolnom volumenu dobije se iz jednadžbe stanja idealnog plina. Temperatura medija u ovisnosti o položaju koljenastog vratila određuje iz bilance energije za usisni kolektor.

Numerički model izmjene radnog medija, te definirana povezanost pojedinih kontrolnih volumena sastavni su dio modela dizelskog motora koji pored ostalog omogućuje uvid u promjene mase i pretička zraka u usisnom kolektoru. Do tih promjena može doći i uslijed povrata plinova iz cilindra motora u usisni kolektor u slučaju propuštanja usisnog ventila.

Promjena mase plinova u usisnom kolektoru definirana je izrazom:

$$\frac{dm_{UK}}{d\varphi} = \frac{dm_{UK,P}}{d\varphi} + \sum_i \frac{dm_{UK,i}}{d\varphi}. \quad (3.71)$$

Promjena pretička zraka u usisnom kolektoru može se odrediti pomoću izraza:

$$\frac{d\lambda_{UK}}{d\varphi} = \frac{dm_{UK,c}}{d\varphi} \left( 1 - \frac{\lambda_{UK} L_{st} + 1}{\lambda_c L_{st} + 1} \right) \cdot \frac{1}{L_{st} m_{g,UK}} \quad (3.72)$$

U usisnom kolektoru se ne odvija izgaranje goriva, niti mu se mijenja volumen, pa vrijede izrazi:

$$\frac{dQ_{g,UK}}{d\varphi} = 0, \quad (3.73)$$

$$\frac{dV_{UK}}{d\varphi} = 0. \quad (3.74)$$

Promjena temperature u usisnom kolektoru određena je izrazom:

$$\frac{dT_{UK}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{UK} \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_{UK}} \left[ \frac{dQ_{st,UK}}{d\varphi} + \sum_i h_i \frac{dm_{UK,i}}{d\varphi} - u_{UK} \frac{dm_{UK}}{d\varphi} - m_{UK} \left( \frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_{UK} \frac{d\lambda_{UK}}{d\varphi} \right] \quad (3.75)$$

Model motora u obzir uzima izmjenu topline između radnog medija i stijenke usisnog kolektora kao i usisnih kanala prilikom strujanja radnog medija kroz usisne ventile u cilindre. Toplina koju radni medij izmjeni kroz stijenke kolektora i usisnih kanala određuje se primjenom izraza:

$$\frac{dQ_{st,UK}}{d\varphi} = \left[ \alpha_{UK} A_{UK} (T_{st,UK} - T_{UK}) + \alpha_{UKa} A_{UKa} (T_{st,UKa} - T_{UK}) \right] \frac{dt}{d\varphi} \quad (3.76)$$

Koeficijenti prijelaza topline za laminarno strujanje plinovitog medija kroz kolektor oblika cijevi kružnog poprečnog presjeka, kada je  $Re < 2300$ , određuje se prema Boy [71] primjenom izraza:

$$\alpha_{UK} = 1,86 \frac{\lambda_{UK}}{d_{UK}} \left[ Re_{UK} \cdot Pr_{UK} \frac{d_{UK}}{L_{UK}} \right]^{0,33}, \quad (3.77)$$

a u slučaju turbulentnog strujanja, kada je  $Re > 2300$ , primjenjuje se izraz:

$$\alpha_{UK} = 0,024 \frac{\lambda_{UK}}{d_{UK}} \left[ 1 + \left( \frac{d_{UK}}{L_{UK}} \right)^{0,67} \right] Re_{UK}^{0,79} \cdot Pr_{UK}^{0,45}, \quad (3.78)$$

pri tom je  $d_{UK}$  promjer, a  $L_{UK}$  duljina kolektora.

Koeficijent toplinske vodljivosti prema Pfalum i Mollenhauer [55] određen je izrazom:

$$\lambda_{UK} = 3,17 \cdot 10^{-4} \cdot T_{UK}^{0,772}, \quad (3.79)$$

a dinamička viskoznost zraka prema istom izvoru izračunava se pomoću izraza:

$$\eta_{UK} = 0,612 \cdot 10^{-6} \cdot T_{UK}^{0,609}. \quad (3.80)$$

Za područje temperatura od 20°C do 1500°C Prantl-ova značajka (*broj*) se može smatrati nepromjenjivom, te je njena vrijednost  $Pr \approx 0,71$ . Za poznati maseni protok Reynolds-ova značajka se može odrediti primjenom izraza:

$$Re = \frac{4\dot{m}_{UK}}{\pi d_{UK} \eta_{UK}}, \quad (3.81)$$

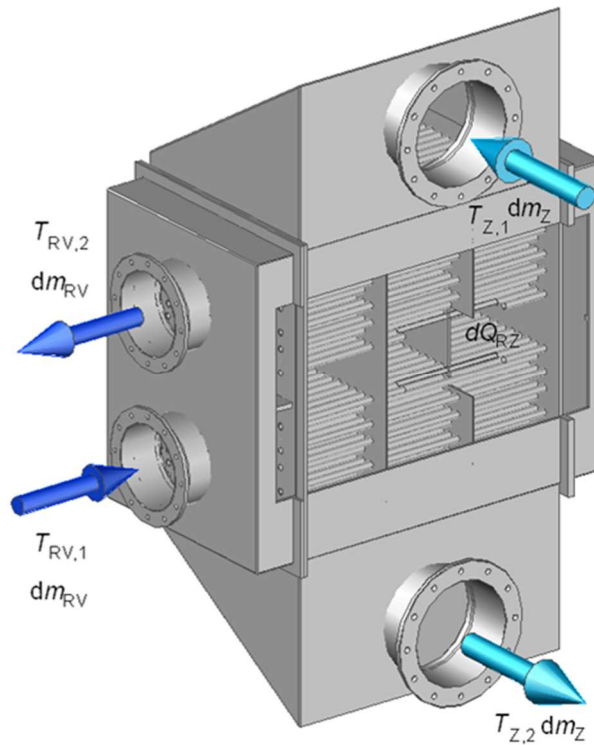
Koeficijent prijelaza topline u usisnom kanalu prema [55] određen je izrazom:

$$\alpha_{UKa} = 0,027 \left( 1 - 0,765 \frac{h_{UV}}{d_{UV}} \right) d_{sre,UKa}^{-1,675} T_{sre,UKa}^{0,362} \left( \frac{dm_{UKa}}{d\phi} \right)^{0,675}, \quad (3.82)$$

pri tom je  $h_{UV}$  hod usisnog ventila,  $d_{UV}$  promjer usisnog ventila,  $d_{sre,UKa}$  srednja vrijednost promjera UKa, a  $T_{sre,UKa}$  srednja vrijednost temperature zraka u usisnom kanalu.

### 3.4. Rashladnik zraka

Radi povećanja zakretnog momenta i snage motora zrak za izgaranje goriva u cilindre suvremenih dizelskih motora dobavlja se pomoću centrifugalnih puhala odnosno kompresora koji su pogonjeni turbinama na ispušne plinove. Uslijed kompresije zrak se zagrijava, te ga je radi povećanja snage motora i smanjenja toplinskog opterećenja pojedinih dijelova motora potrebno ohladiti. Slijedom navedenog zrak se prije ulaska u usisni kolektor hladi pomoću rashladnika zraka. Pri tom se koriste cijevni ili pločasti rashladnici kod kojih se toplina odvodi pomoću rashladne tekućine - vode ili termalnog ulja. U brodskim uvjetima zrak se u pravilu ne hladi na temperaturu nižu od 45°C radi prevencije rošenja.



Slika 3.9 Rashladnik zraka - bilanca mase i energije

Kao mjera učinkovitosti rashladnika koristi se stupanj djelovanja rashladnika koji predstavlja omjer između odvedene topline  $Q_{RZ}$  i količine topline  $Q_{RZ,teo}$  koju bi bilo moguće odvesti u rashladniku u slučaju potpunog iskorištenja razlike temperatura zraka i rashladnog sredstva. Stupanj djelovanja rashladnika izračunava se pomoću izraza:

$$\eta_{RZ} = \frac{Q_{RZ}}{Q_{RZ,teo}} = \frac{m_Z c_{p,Z} \frac{T_{Z,2}}{T_{Z,1}} (T_{Z,1} - T_{Z,2})}{m_Z c_{p,Z} \frac{T_{RV,1}}{T_1} (T_{Z,1} - T_{RV,1})} \cong \frac{T_{Z,1} - T_{Z,2}}{T_{Z,1} - T_{RV,1}}, \quad (3.83)$$

Mjerenjima je utvrđeno da stupanj djelovanja prvenstveno ovisi o izvedbi rashladnika i masenom protoku zraka kroz rashladnik, a znatno manji utjecaj imaju temperatura zraka i rashladnog medija (*vode*).

Temperatura na koju se zrak ugrije nakon kompresije u puhalu (*kompresoru*) zraka određena je izrazom:

$$T_{Z,1} = T_{Z,0} + \frac{T_{Z,0}}{\eta_P} \left( \pi_P^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right), \quad (3.84)$$

Temperatura zraka nakon prolaska kroz rashladnik može se odrediti uz uvjet da je poznata površina  $A_{RZ}$  kroz koju se odvija izmjena topline i koeficijent prolaza topline  $k_{RZ}$  prema izrazu:

$$T_{Z,2} = T_{Z,1} - (T_{Z,1} - T_{RV,1}) \frac{1 - \exp\left[\left(\frac{C_Z}{C_{RV}} - 1\right) \frac{A_{RZ} k_{RZ}}{W_Z}\right]}{1 - \frac{C_Z}{C_{RV}} \exp\left[\left(\frac{C_Z}{C_{RV}} - 1\right) \frac{A_{RZ} k_{RZ}}{W_Z}\right]}, \quad (3.85)$$

U prethodne tri jednadžbe indeksom 0 označeno je stanje zraka prije puhala, s 1 stanje medija (*zraka ili rashladne vode*) prije, a s 2 nakon rashladnika.

Toplinski kapaciteti struje zraka i rashladne vode određeni su umnoškom masenog protoka i specifičnog toplinskog kapaciteta medija:

$$C_Z = c_{p,Z} \frac{dm_Z}{dt}, \quad (3.86)$$

$$C_{RV} = c_{p,RV} \frac{dm_{RV}}{dt}, \quad (3.87)$$

Rashladnik zraka je izmjenjivač topline u kojem toplina sa struje medija više temperature zraka prelazi na vodu - medij niže temperature. Toplina koja se izmjenjuje u rashladniku zraka određuje se pomoću izraza:

$$\frac{dQ_{RZ}}{d\phi} = C_Z (T_{Z,1} - T_{Z,2}) \frac{dt}{d\phi} = C_Z (T_{Z,1} - T_{Z,2}) \frac{1}{6n_m}, \quad (3.88)$$

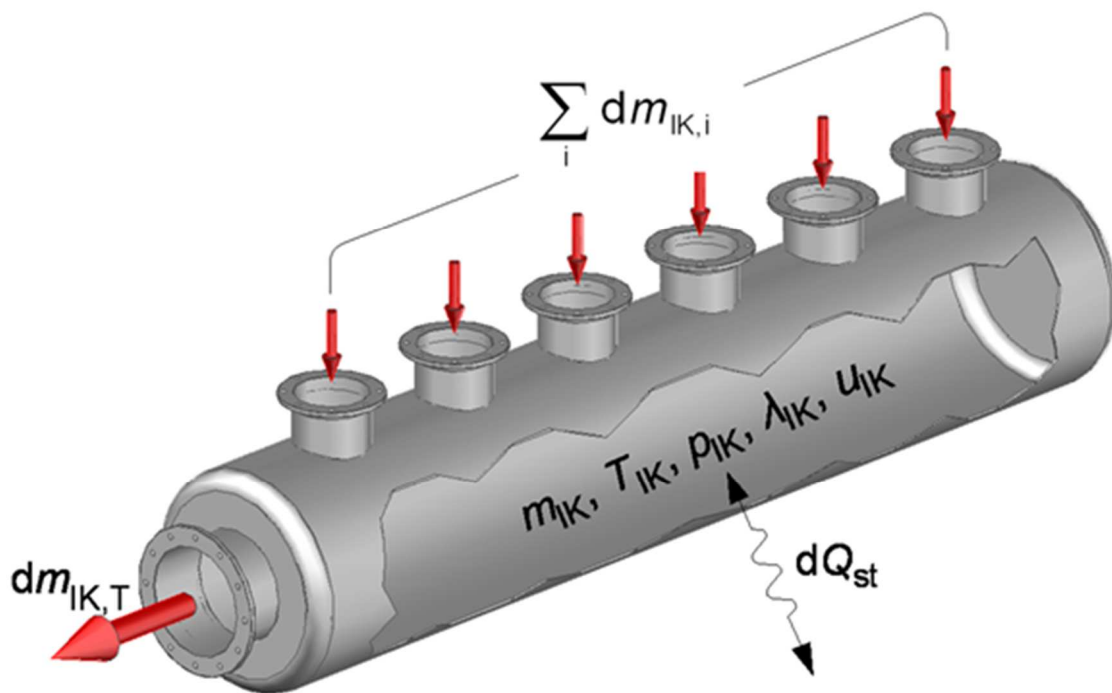
Strujanje kroz rashladnik zraka uzrokuje gubitke koji su proporcionalni kvadratu masenih protoka, te je tlak zraka nakon rashladnika:

$$p_{2,Z} = p_{1,Z} - \Delta p_0 \left( \frac{dm_p}{dt} \frac{dt}{dm_{0,P}} \right)^2, \quad (3.89)$$

pri tom je  $p_{1,Z}$  tlak zraka nakon puhala odnosno na ulazu u rashladnik zraka.

### 3.5. Ispušni kolektor

Plinovi nastali izgaranjem goriva nakon ekspanzije u cilindru motora struje kroz otvoreni ispušni ventil u ispušni kolektor. U prvom dijelu faze ispuha ispušni plinovi istrujavaju iz cilindra motora uslijed razlike tlaka, a nakon izjednačenja tlakova preostale plinove iz cilindra istiskuje klip. Promjene tlaka koje se pri tom javljaju imaju znatan utjecaj na rad turbine turbopunjača odnosno motora, što je posebno izraženo pri naglom povećanju opterećenja motora. Kod opisa numeričkog modela ispušnog kolektora polazi se od pretpostavke da su promjene tlaka u ispušnom kolektoru samo funkcije vremena, a ne i položaja, te se proces može smatrati kvazistacionarnim. Time je omogućeno da se proces u ispušnom kolektoru opiše sustavom običnih nelinearnih diferencijalnih jednadžbi, u skladu s modelom prikazanim na slici 3.10.



Slika 3.10 Ispušni kolektor - bilanca mase i energije

Promjena mase plinova u ispušnom kolektoru u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila definirana je izrazom:

$$\frac{dm_{IK}}{d\varphi} = \frac{dm_{IK,T}}{d\varphi} + \sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi}. \quad (3.90)$$

Uz pretpostavku da prilikom prestrujavanja plinova nastalih izgaranjem goriva iz cilindra u ispušni kolektor dolazi do trenutnog i potpunog miješanja s plinovima u



kontrolnom volumenu, promjena pretička zraka u ispušnom kolektoru može se odrediti pomoću izraza:

$$\frac{d\lambda_{IK}}{d\varphi} = \frac{\sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} \left(1 - \frac{\lambda_{IK} L_{st} + 1}{\lambda_i L_{st} + 1}\right)}{L_{st} m_{g,IK}} \quad \text{uz uvjet da je } \sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} > 0. \quad (3.91)$$

Masa izgorjelog goriva u ispušnom kolektoru izračunava se pomoću izraza:

$$m_{g,IK} = \frac{m_{IK}}{\lambda_{IK} L_{st} + 1}. \quad (3.92)$$

U pravilu u ispušnom kolektoru ne dolazi do izgaranja goriva, niti mu se mijenja volumen, pa vrijede izrazi:

$$\frac{dQ_{g,IK}}{d\varphi} = 0, \quad (3.93)$$

$$\frac{dV_{IK}}{d\varphi} = 0. \quad (3.94)$$

Promjena temperature u ispušnom kolektoru u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila određena je izrazom:

$$\frac{dT_{IK}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{IK} \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_{IK}} \left[ \frac{dQ_{st,IK}}{d\varphi} + \sum_i h_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} - u_{IK} \frac{dm_{IK}}{d\varphi} - m_{IK} \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda}\right)_{IK} \frac{d\lambda_{IK}}{d\varphi} \right] \quad (3.95)$$

Uslijed visokih temperatura ispušnih plinova dolazi do intezivnog prijelaza topline s radnog medija na stijenke ispušnih kanala i ispušnog kolektora. U opisanom numeričkom modelu motora u obzir se uzima toplina koja prelazi na stijenke ispušnog kolektora kao i toplina koja prelazi na ispušne kanale koji povezuju ispušni kolektor s glavom cilindra. Prijelaz topline na stijenke ispušnog kolektora u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila određen je jednadžbom:

$$\frac{dQ_{st,IK}}{d\varphi} = \left[ \alpha_{IK} A_{IK} (T_{st,IK} - T_{IK}) + \alpha_{IKa} A_{IKa} (T_{st,IKa} - T_{IK}) \right] \frac{dt}{d\varphi} \quad (3.96)$$

Za određivanje koeficijenta prijelaza topline s ispušnih plinova na stijenku kolektora može se koristiti izraz (3.77) za laminarno odnosno (3.78) za turbulentno

strujanje. Toplinsku vodljivost i dinamičku viskoznost ispušnih plinova može se prema [55] odrediti primjenom izraza:

$$\lambda_{IK} = 2,02 \cdot 10^{-4} \cdot T_{IK}^{0,837}, \quad (3.97)$$

$$\eta_{IK} = 0,355 \cdot 10^{-6} \cdot T_{IK}^{0,679}. \quad (3.98)$$

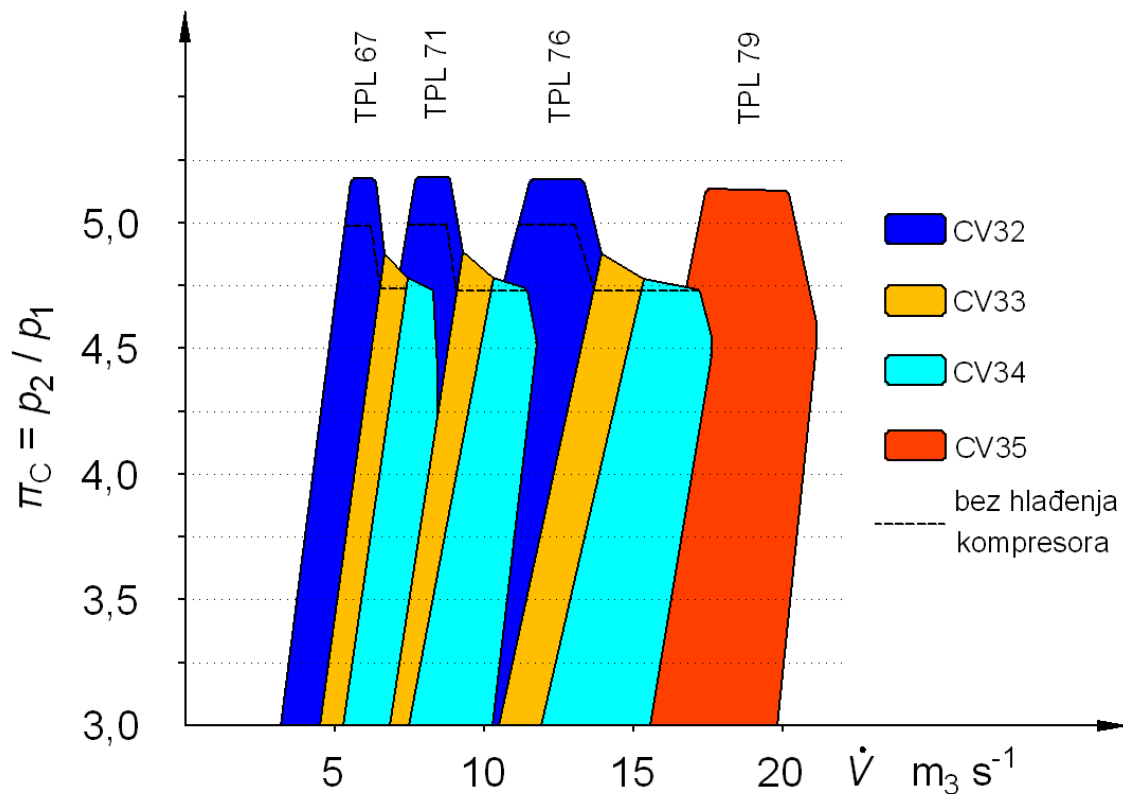
Prema istom autoru koeficijent prijelaza topline u ispušnom kanalu izračunava se iz:

$$\alpha_{IKa} = 3,27 \left( 1 - 0,797 \frac{h_{IV}}{d_{IV}} \right) d_{sre,IKa}^{-1,5} T_{sre,IKa}^{0,517} \left( \frac{dm_{IKa}}{d\varphi} \right)^{0,5}, \quad (3.99)$$

pri tom je  $h_{IV}$  hod ispušnog ventila,  $d_{IV}$  promjer ispušnog ventila,  $d_{sre,IKa}$  srednja vrijednost promjera ispušnog kanala, a  $T_{sre,IKa}$  srednja vrijednost temperature ispušnih plinova.

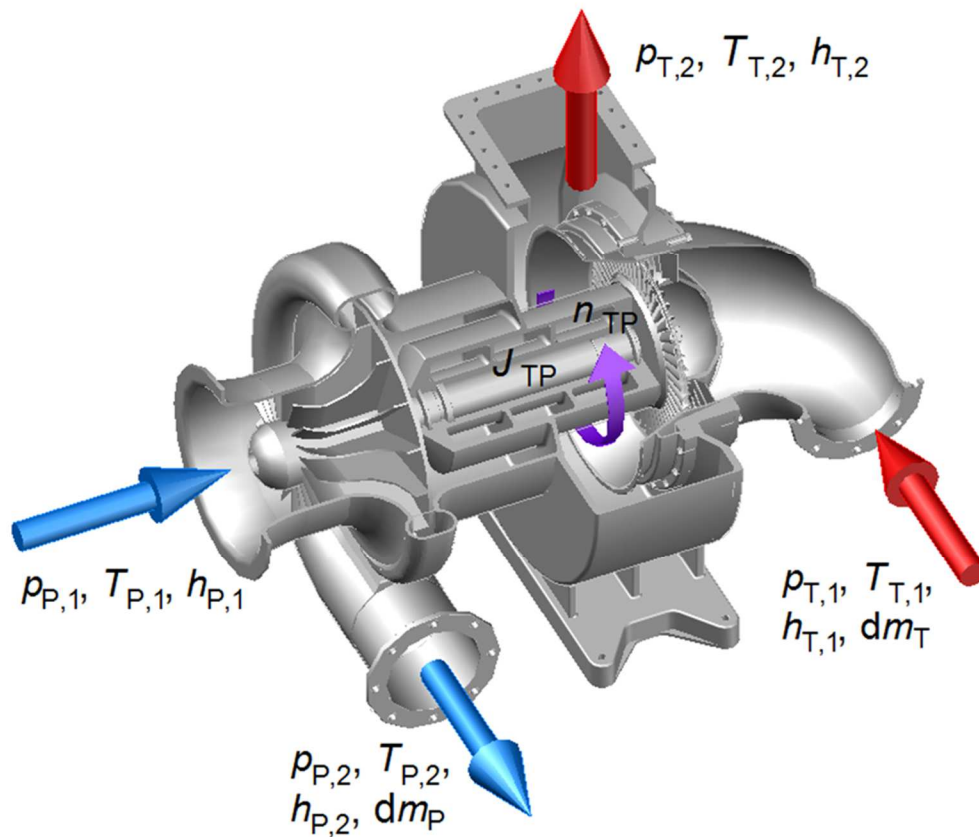
### 3.6. Turbopunjač

Gotovo svi suvremeni dizelski motori opremljeni su s jednim ili više turbopunjača kojim se postiže veća snaga i efikasnost motora, te manja masa motora. Turbopunjač je u suštini toplinski stroj kod kojeg su zajedničkim vratilom spregnuti rotor plinske turbine i rotor centrifugalnog puhalo-kompresora. U turbini se odvija transformacija dijela energije ispušnih plinova u mehaničku za pogon puhalo (*kompresora*) koje komprimira zrak za ispiranje i prednabijanje motora. Najčešće se primjenjuje izvedba turbopunjača s aksijalnom turbinom, a na zračnoj strani radijalno puhalo (*kompresor*). Radi postizanja tlakova viših od ~ 0,5 MPa puhalo odnosno kompresori se izvode i kao dvostupanjski. Radi praktičnosti i smanjenja troškova, turbopunjač se najčešće ne projektira za svaki motor, nego se njegov odabir provodi na temelju podataka proizvođača turbopunjača. Uobičajeno je da proizvođači podatke za odabir turbopunjača daju u formi dijagrama kojim je prikazana ovisnost protoka zraka o omjeru tlakova za više grupa turbopunjača. Na Slici 3.11 prikazane su karakteristike turbopunjača proizvođača ABB. Turbine oznake TPL 67 i TPL 71 konstruirane su za rad u sustavima s konstantnim i pulsirajućim tlakom u ispušnom kolektoru dok su turbine s oznakom TPL 76 i TPL 79 predviđene za izvedbe s konstantnim tlakom. Oznake CV32 do CV35 odnose se na kompresore (*puhalo*) turbopunjača.



Slika 3.11 Protok zraka u ovisnosti o omjeru tlakova turbopunjača (Izvor: [72])

Numerički model turbopunjača sastoji se od modela turbine i modela puhalo-kompresora. Pri tom je veza između turbine i puhalo kruta odnosno turbina i puhalo imaju u svakom trenutku istu brzinu vrtnje. Veza između motora i turbine ostvaruje se posredstvom ispušnih plinova, te brzina vrtnje rotora turbopunjača ne ovisi o brzini vrtnje motora. Brzina vrtnje i radna točka turbopunjača određuju se iz uvjeta ravnoteže momenta koji ostvaruje turbina s momentom koji zahtjeva puhalo za kompresiju zraka uzimajući pri tom u obzir i sve gubitke. Kako bi se omogućilo praćenje promjena brzine vrtnje turbopunjača pri promjeni opterećenja potrebno je u obzir uzeti dinamiku turbopunjača. To se postiže pomoću jednadžbe koja uzima u obzir moment inercije rotora turbopunjača, te iz razlike momenata turbine i puhalo omogućuje izračun promjene brzine vrtnje. Značajke turbopunjača koje su uključene u numerički model prikazane su na Slici 3.12.



Slika 3.12 Turbopunjač

Za pogon turbopunjača koriste se ispušni plinovi dizelskog motora koji se direktno iz ispušnog kolektora dovode u plinsku turbinu. Moment odnosno snaga turbine ovise o entalpiji i masenom protoku ispušnih plinova. Maseni protok ispušnih plinova u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila određuje se pomoću izraza:

$$\frac{dm_T}{d\varphi} = \alpha_T A_{T,geo} \psi \rho_{IK} \sqrt{\frac{2}{R_{IK} T_{IK}}} \frac{dt}{d\varphi} = A_{T,ef} \psi \rho_{IK} \sqrt{\frac{2}{R_{IK} T_{IK}}} \frac{dt}{d\varphi}, \quad (3.100)$$

pri tom je  $\alpha_T$  koeficijent protoka,  $A_{T,geo}$  površina geometrijskog protočnog presjeka turbine,  $\psi$  je funkcija protoka ovisna o omjeru tlakova kako je to opisano u poglavlju o izmjeni radnog medija 3.2.12. Površina geometrijskog presjeka turbine definirana je izrazom:

$$A_{T,geo} = \frac{A_{TD} A_{TL}}{\sqrt{A_{TD}^2 + A_{TL}^2}}, \quad (3.101)$$

u prethodnom izrazu  $A_{TD}$  je površina difuzora, a  $A_{TL}$  površina dijela turbinskog kola na kojem su lopatice turbine.

Gubici koji nastaju u turbini uzimaju se u obzir izentropskim stupnjem djelovanja turbine koji predstavlja omjer stvarnog i izentropskog pada entalpije:

$$\eta_T = \frac{\Delta h_T}{\Delta h_{T, is}}, \quad (3.102)$$

pri tom je izentropska promjena (*pad*) entalpije data izrazom:

$$\Delta h_{T, is} = \frac{\kappa_{IK}}{\kappa_{IK} - 1} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{\kappa_{IK} - 1}{\kappa_{IK}}} \right] R_{IK} T_{IK}. \quad (3.103)$$

Navedeni izraz vrijedi uz pretpostavku da se ispušni plinovi ponašaju kao idealan plin, s nepromjenjivom specifičnom toplinom.

Omjer tlakova - stupanj ekspanzije  $\pi_T$  turbine predstavlja omjer između tlaka na ulazu i izlazu iz turbine.

$$\pi_T = \frac{p_{T,1}}{p_{T,2}} \quad (3.104)$$

Statički tlak na ulazu u turbinu dobije se kao razlika tlaka u ispušnom kolektoru i pada tlaka u ispušnom sustavu motora:

$$p_{T,1} = p_{IK} - \Delta p_{S,0} \left( \frac{dm_T}{dt} \frac{dt}{dm_{T,0}} \right)^2. \quad (3.105)$$

Tlak plinova na izlazu iz turbine jednak je tlaku okoline uvećanom za pad tlaka do kojeg dolazi uslijed prigušnog djelovanja ispušnog sustava:

$$p_{T,2} = p_{amb} + \Delta p_{S,0} \left( \frac{dm_T}{dt} \frac{dt}{dm_{T,0}} \right)^2. \quad (3.106)$$

Radi utjecaja na snagu motora konstruktivnim mjerama se nastoji postići čim manje prigušno djelovanje ispušnog sustava. Proizvođači motora u pravilu zahtijevaju da pad tlaka u ispušnom sustavu ne bude veći od 3000 Pa [73].

Raspoloživi rad turbine u jednom ciklusu je:

$$W_T = \int \frac{dm_T}{d\varphi} \Delta h_{T,is} \cdot \eta_T \cdot d\varphi . \quad (3.107)$$

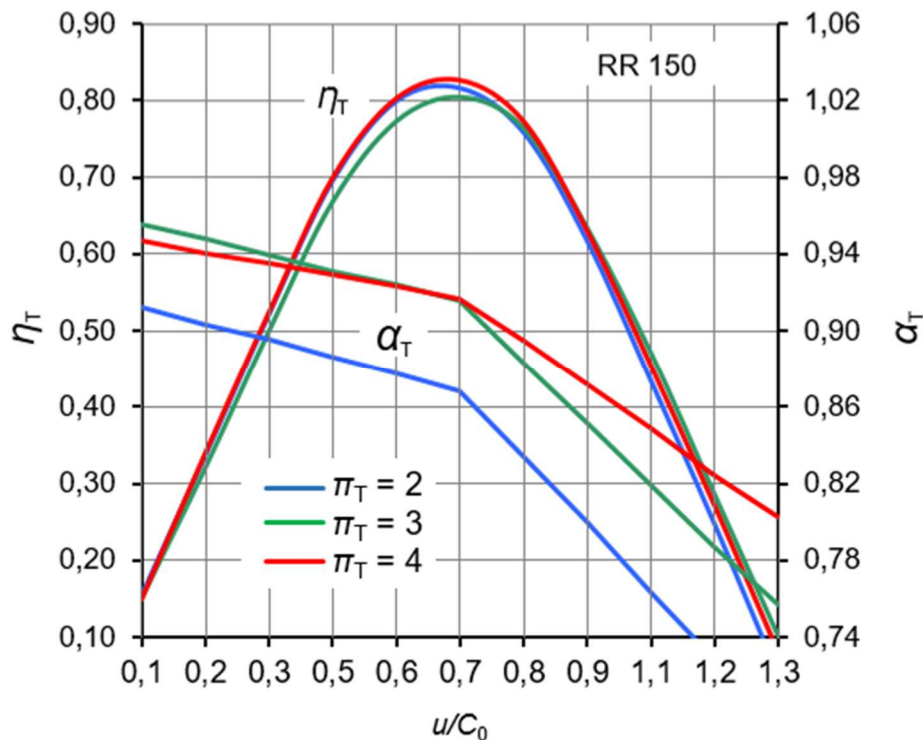
Snaga turbine za poznati maseni protok, raspoloživi izentropski pad entalpije i stupanj djelovanja turbine može se izračunati prema izrazu:

$$P_T = P_{T,is} \cdot \eta_T = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{T,is} \cdot \eta_T . \quad (3.108)$$

Bezdimenzionalna značajka brzine definira se kao omjer obodne brzine rotora  $u_T$  i brzine strujanja  $c_{T,is}$  pri izentropskom padu entalpije:

$$\nu = \frac{u_T}{c_{T,is}} = \frac{u_T}{\sqrt{2\Delta h_{T,is}}} . \quad (3.109)$$

Ovisnost koeficijenta protoka  $\alpha_T$  i izentropskog stupanja djelovanja  $\eta_{T,is}$  o omjeru tlakova  $\pi_T$  i bezdimenzionalnoj značajki brzine može se prikazati u formi dijagrama. Koeficijent protoka i izentropski stupanja djelovanja ovise o geometrijskim značajkama turbine, te je potreban poseban dijagram za svaki tip turbine.



Slika 3.13 Značajke radijalne turbine BBC RR 150 (Izvor: Bulaty [74])

Oblik krivulja promjene stupnja djelovanja u ovisnosti o relativnoj brzini ovisi o geometrijskim značajkama turbine, a utjecaj omjer tlakova je mali. Utjecaj omjera tlakova izraženiji je kod krivulja promjene koeficijenta protoka u ovisnosti o relativnoj brzini. Krivulje promjene stupnja djelovanja aksijalnih turbina mogu se aproksimirati polinomom drugog stupnja prema Bulaty [74]. Kod turbina s radijalnim ili mješovitim protokom vrh krivulje se aproksimira parabolom, a krajevi tangentama. Iz dijagrama je vidljiva linearna ovisnost koeficijent protoka o relativnoj brzini, te je ona prikazana izlomljenom linearnom funkcijom.

### 3.6.1. Puhalo

Za svaki motor odabire se odgovarajuće puhalo (*kompresor*) ili više njih. Pri tom se polazi od masenog protoka zraka koji zahtijeva motor. Maseni protok zraka kroz puhalo može se odrediti pomoću izraza:

$$\frac{dm_p}{d\varphi} = \rho_{\text{SET}} \cdot V_s \cdot n_M \cdot L_{\text{SPZ}} \cdot z \cdot c_1. \quad (3.110)$$

pri tom je  $\rho_{\text{SET}}$  srednji efektivni tlak,  $V_s$  stapajni volumen,  $n_M$  brzina vrtnje motora,  $L_{\text{SPZ}}$  specifična potrošnja zraka,  $z$  broj cilindara, a  $c_1$  konstanta. Specifična potrošnja zraka za poznatu specifičnu potrošnju goriva, stehiometrijsku količinu zraka i pretičak zraka određena je izrazom:

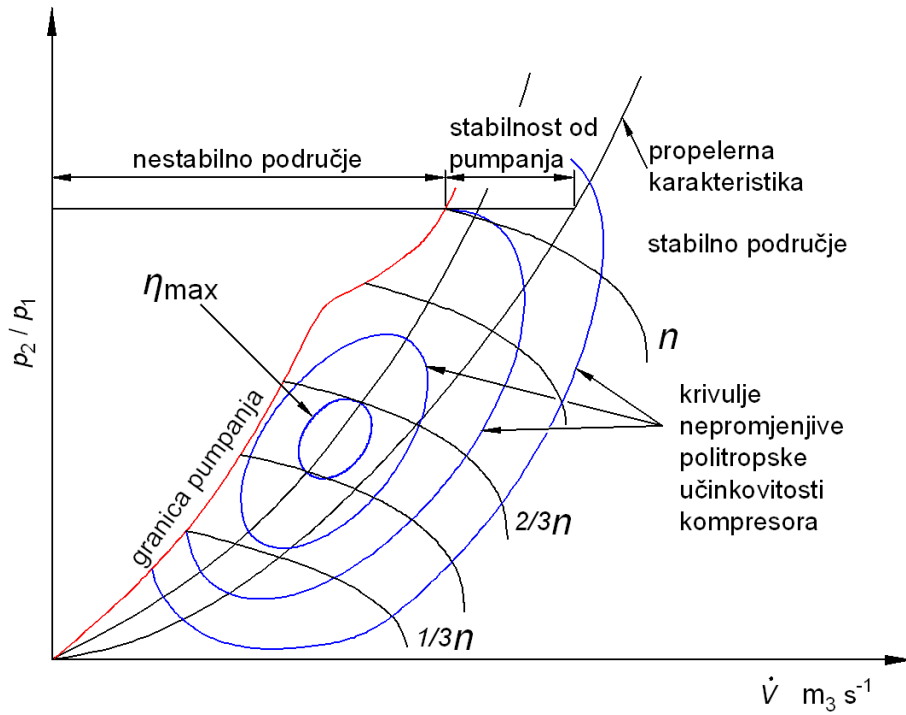
$$L_{\text{SPZ}} = b_{\text{SPG}} \cdot L_{\text{st}} \cdot \lambda. \quad (3.111)$$

Numerički model dizelskog motora s prednabijanjem sadrži modul za određivanje protoka zraka u ovisnosti o broju okretaja puhala, tlaku prednabijanja i stanju okoline. Funkcionalna ovisnost značajki puhala u pravilu je dostupna u formi dijagrama.

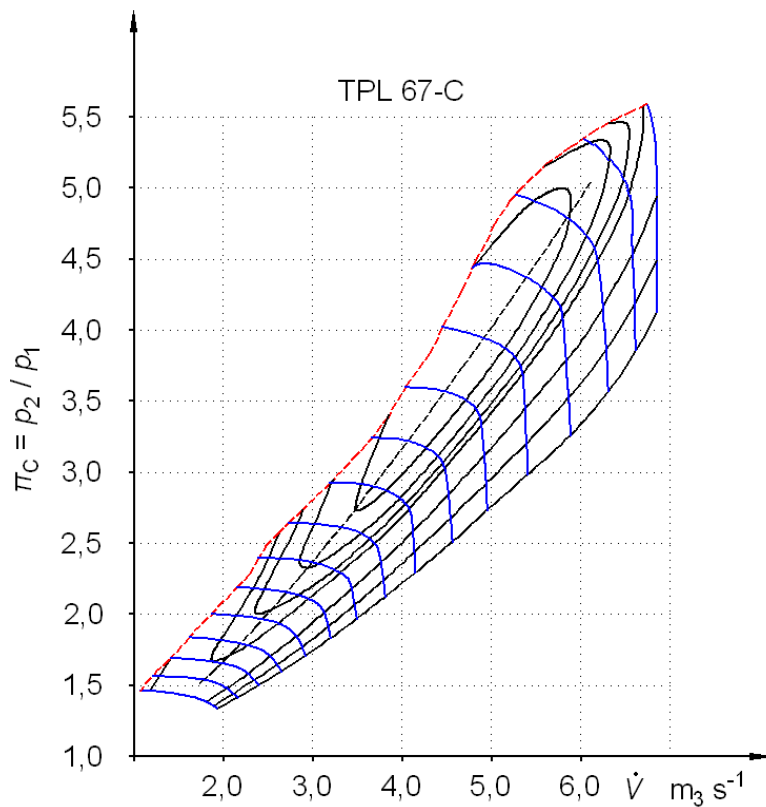
Ako se raspolože prikazom polja značajki puhala zahtijevane značajke puhala mogu se približno odrediti. Pri tom se podrazumijeva da su volumenski protok i brzina vrtnje puhala svedene na standardnu temperaturu  $T_0 = 288 \text{ K}$  odnosno da je:

$$\pi_T = f\left(\frac{dV_{P,288}}{dt}, n_{TP,288}\right), \quad (3.112)$$

$$\eta_T = f\left(\frac{dV_{P,288}}{dt}, n_{TP,288}\right) = \frac{\Delta h_{p,js}}{\Delta h_p}. \quad (3.113)$$



Slika 3.14 Polje značajki radijalnog kompresora (Izvor: Grljušić [75])



Slika 3.15 Polje značajki radijalnog kompresora ABB TC TPL 67-C (Izvor: [72])



Volumenski protok kroz puhalo sveden na standardnu temperaturu  $T_0$  je:

$$\frac{dV_{P,288}}{dt} = \sqrt{\frac{T_0}{T_{amb}}} \frac{dV_Z}{dt} . \quad (3.114)$$

Kada je poznat volumenski protok, te stanje okolnog zraka, maseni protok kroz puhalo određen je izrazom:

$$\frac{dm_P}{dt} = \frac{dV_{P,288}}{dt} \sqrt{\frac{T_0}{T_{amb}}} \frac{\rho_{amb}}{R_{amb} T_{amb}} \frac{dt}{d\varphi} . \quad (3.115)$$

Broj okretaja turbo puhalo sveden na standardnu temperaturu  $T_0$  je:

$$n_{TP,288} = n_{TP} \sqrt{\frac{T_0}{T_{amb}}} . \quad (3.116)$$

Rad zahtijevan za pogon puhalo u jednom ciklusu je:

$$W_P = \int \frac{dm_P}{d\varphi} \frac{\Delta h_{P,is}}{\eta_{P,is} \eta_{meh} \eta_{vol}} d\varphi . \quad (3.117)$$

Na utjecaj koji opis polja značajki puhalo ima na model procesa u motoru, kao i da se polje značajki može prikazati funkcijama  $\pi_p = f(\dot{V}, n)$  i  $\eta_p = f(\dot{V}, n)$  ukazao je Medica [25]. Funkcionalna ovisnost omjera tlakova i stupnja djelovanja o volumenskom protoku pri konstantnoj brzini vrtnje data je pomoću regresijskih polinoma četvrtog ili petog reda. Za poznate polazne vrijednosti omjera tlakova i volumenskih protoka brzina vrtnje i stupanj djelovanja puhalo određuju se interpolacijom iz polja značajki puhalo. Kako bi se postigla primjerena točnost pri određivanju značajki puhalo potrebno je primijeniti odgovarajuću interpolacijsku metodu odnosno odgovarajući interpolacijski polinom.

Regresijski polinom za interpolaciju omjera tlakova puhalo dat je izrazom:

$$\pi_p = \frac{1}{B_0 + \sum_{i=1}^5 (B_i \eta_{TP}^i) + \sum_{j=1}^5 (C_j \eta_{TP}^j \dot{V}^{D_j})} + \frac{\eta_{TP}^2}{D_2} , \quad (3.118)$$

pri tom su  $B_0$  do  $B_5$ ,  $C_1$  do  $C_5$  i  $D_1$  do  $D_2$  koeficijenti koji se određuju regresijskom metodom najmanjih kvadrata.

Regresijski polinom za interpolaciju stupnja djelovanja puhalo dat je izrazom:

$$\eta_P = \sum_{i=0}^2 A_i \pi_P^i + V^2 \sum_{i=0}^2 B_i \pi_P^i + (\pi_P - 1)^{2K} \sum_{i=0}^2 C_i \pi_P^i + (\pi_P - 1)^K \sum_{i=0}^2 D_i \pi_P^i, \quad (3.119)$$

pri tom su A, B, C, D i K koeficijenti koji se kao i u prethodnom slučaju određuju regresijskom metodom najmanjih kvadrata.

### 3.6.2. Dinamika rotora turbopunjača

Rotor turbine na ispušne plinove i rotor puhalo međusobno kruto povezani vratilom čine rotor turbopunjača. Uslijed krute veze rotora turbine i puhalo njihova brzina vrtnje je jednaka. Rotor turbopunjača ubrzava kada je moment turbine veći od momenta koji zahtijeva puhalo, a ako je moment turbine manji rotor usporava. Kada je moment koji zahtijeva puhalo u ravnoteži s momentom koji daje turbina brzina vrtnje rotora turbopunjača se ne mijenja. Promjena brzine vrtnje turbopunjača upravo je proporcionalna razlici momenta turbine i puhalo, a obrnuto proporcionalna momentu inercije rotora turbopunjača. Promjena brzine vrtnje rotora turbopunjača pri nestacionarnim uvjetima rada data je izrazom:

$$\frac{dn_{TP}}{dt} = \frac{M_T - M_P}{J_{TP}} \frac{60}{2\pi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{M_T - M_P}{6 \cdot n_M \cdot J_{TP}} \frac{30}{\pi} \frac{d\varphi}{dt}. \quad (3.120)$$

Moment turbine za poznati rad i brzinu vrtnje određen je izrazom:

$$M_T = \frac{dW_T}{dt} \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n_{TP}} = \frac{dm_T}{d\varphi} \Delta h_{T,is} \eta_T \frac{30}{\pi \cdot n_{TP}} \frac{d\varphi}{dt}. \quad (3.121)$$

Moment puhalo za poznati rad i brzinu vrtnje određen je izrazom:

$$M_P = \frac{dW_P}{dt} \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n_{TP}} = \frac{dm_P}{d\varphi} \frac{\Delta h_{P,is}}{\eta_P \eta_{meh} \eta_{vol}} \frac{30}{\pi \cdot n_{TP}} \frac{d\varphi}{dt}. \quad (3.122)$$

Snaga turbine i puhalo određene su izrazima:

$$P_T = M_T \omega_{TP} = \frac{M_T \pi n_{TP}}{30}, \quad (3.123)$$

$$P_P = M_P \omega_{TP} = \frac{M_P \pi n_{TP}}{30}, \quad (3.124)$$

### 3.7. Dinamika klipnog mehanizma motora

Kako je ranije napomenuto u ovom radu se pomoću numeričkog modela provodi optimizacija dizelskog motora u stacionarnim režimima rada. Radi cjelovitosti prikaza numeričkog modela dizelskog motora u nastavku je dat prikaz dinamike vrtnje klipnog mehanizma. Odgovarajućim matematičkim opisom u obzir se mogu uzeti režimi rada pri kojima dolazi do promjene brzine vrtnje motora kao i promjene kutne brzine koljenastog vratila za vrijeme jednog radnog ciklusa motora. Pri tom se zanemaruje utjecaj razvodnog mehanizma i sustava za ubrizgavanje goriva, te promjena potencijalne energije i elastične deformacije mehanizma. Izraz za ravnotežu momenta je:

$$(J_M + J_{PS}) \frac{d\omega_M}{d\varphi} = M_M + M_{PS}, \quad (3.125)$$

Promjena brzine vrtnje koljenastog vratila biti će:

$$\frac{dn_M}{d\varphi} = \frac{M_M + M_{PS}}{J_M + J_{PS}} \frac{30}{\pi} \frac{dt}{d\varphi}, \quad (3.126)$$

a kada je poznata efektivna snaga motora i snaga koju zahtijeva pogonjeni stroj prethodni izraz prelazi u oblik:

$$\frac{dn_M}{d\varphi} = \frac{P_M + P_{PS}}{J_M + J_{PS}} \left( \frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{1}{n_M} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{P_M + P_{PS}}{6n_M^2 (J_M + J_{PS})} \left( \frac{30}{\pi} \right)^2. \quad (3.127)$$

U prethodnim izrazima indeks  $M$  odnosi se na motor, a  $PS$  na pogonjeni stroj, brzina vrtnje motora  $n_M$  je u  $\text{min}^{-1}$ .

### 3.8. Indicirana snaga motora

Indicirana snaga motora računa se primjenom izraza:

$$P_{\text{ind}} = \frac{n_M}{30 \tau} \sum_{i=1}^z \int \frac{dW_{c,i}}{d\varphi} d\varphi, \quad (3.128)$$

ako je poznat srednji indicirani tlak izraz za indiciranu snagu je:

$$P_{\text{ind}} = \frac{z n_M}{30 \tau} V_S p_{\text{SIT}}. \quad (3.129)$$

### 3.9. Efektivna snaga motora

Efektivna snaga motora raspoloživa je za pogon stroja (*generatora*), ona je uvijek manja od indicirane snage za iznos mehaničkih gubitaka i dio raspoložive snage koja se koristi za pogon pomoćnih strojeva (*pumpe, kompresori, i drugo*).

Efektivna snaga motora kada je poznat srednji efektivni tlak u cilindru, odnosno kada su poznati mehanički gubici izračunava se pomoću izraza:

$$P_{\text{ef}} = \frac{z n_M}{30 \tau} V_S p_{\text{SET}} = P_{\text{ind}} \frac{p_{\text{SET}}}{p_{\text{SIT}}}, \quad (3.130)$$

pri tom se  $p_{\text{SET}}$  srednji efektivni tlak može izračunati kao razlika srednjeg indiciranog tlaka i srednjeg tlaka gubitaka (*uslijed trenja i pogona pumpe ulja, vode,...*):

$$p_{\text{SET}} = p_{\text{SIT}} - p_{\text{S,Tr}}. \quad (3.131)$$

### 3.10. Srednji tlak mehaničkih gubitaka

Srednji tlak mehaničkih gubitaka u ovisnosti o promjeru cilindra, brzini vrtnje, opterećenju motora, tlaku punjenja i odstupanju temperature rashladne vode i ulja od nazivnih vrijednosti prema Kochanowsky i Thiele [76] predstavlja sumu od pet gubitaka tlaka uzrokovanih trenjem

$$p_{\text{S,MG}} = \sum_{i=1}^5 p_{\text{MG},i} = p_{\text{MG},1} + p_{\text{MG},2} + p_{\text{MG},3} + p_{\text{MG},4} + p_{\text{MG},5}. \quad (3.132)$$

Gubitak tlaka koji ovisi o promjeru cilindra i promjeni brzine vrtnje motora je:

$$p_{\text{MG},1} = 6,7 d_C^{-0,329} - 89 d_C^{0,943} \left[ 1 - \left( \frac{n_M}{n_{M,0}} \right)^2 \right], \quad (3.133)$$

pri tom je  $d_C$  promjer cilindra izražen u milimetrima, a brzina vrtnje u  $\text{min}^{-1}$ .

Gubitak tlaka koji ovisi o opterećenju motora je:

$$p_{\text{MG},2} = 2 \cdot 10^{-4} p_{\text{SET}}^3 - 6 \cdot 10^{-3} p_{\text{SET}}. \quad (3.134)$$

Utjecaj tlaka prednabijanja (*punjenja*) uzet je u obzir izrazom:

$$p_{MG,3} = \left( \frac{p_{2,P}}{p_{amb}} - 1 \right) \sqrt{0,1874 - 0,018 v_{SBK}}, \quad (3.135)$$

pri tom je  $p_{2,P}$  tlak zraka nakon puhala,  $p_{amb}$  tlak okoline i  $v_{SBK}$  srednja brzina klipa.

Utjecaj temperature rashladne vode i ulja na gubitke potrebno je uzeti u obzir samo u slučaju većeg odstupaju od normalnih radnih temperatura kako to proizlazi iz izraza:

$$p_{MG,4} = -5 \cdot 10^{-3} (T_{UM} - T_{UM,0}), \quad (3.136)$$

$$p_{MG,5} = -5,5 \cdot 10^{-3} (T_{RV} - T_{RV,0}). \quad (3.137)$$

Svi tlakovi kao i ukupni srednji tlak gubitaka uzrokovanih trenjem u prethodnim izrazima izraženi su u (bar).

Mehaničke gubitke odnosno tlak mehaničkih gubitaka može se odrediti i primjenom aproksimacijskih izraza prema Maass i Klier [77]. Za dizelske motore bez križne glave srednji tlak mehaničkih gubitaka sastoji se od osnovnog gubitka tlaka uzrokovanog trenjem i dodatnih gubitaka koji ovise o opterećenju i pogonu "privješanih" strojeva – pumpi ulja i vode.

$$p_{S,MG} = p_{MG,0} + \sum_{i=1}^3 p_{MG,i}. \quad (3.138)$$

Za zagrijani motor koji radi pod malim opterećenjem osnovni gubitak tlaka u ovisnosti o promjeru cilindra  $d$  (m) i srednjoj brzini klipa  $v_{SBK}$  (m/s) dat je izrazom:

$$p_{MG,0} = C_1 + C_2 v_{SBK} + C_3 v_{SBK}^2 \quad (3.139)$$

$$C_1 = 0,609 + 0,026 d \quad (3.140)$$

$$C_2 = 0,0453 d - 0,02143 \sqrt{d} \quad (3.141)$$

$$C_3 = 0,00835 + 0,00024 d - 0,00017 d^2 \quad (3.142)$$

Dodatni gubitak tlaka u ovisnosti o opterećenju (*srednjem* efektivnom tlaku) i obliku prostora izgaranja za:

- motor s direktnim ubrizgavanjem bez pred nabijanja (*slobodni usis*):

$$p_{MG,1} \cong -0,01375 \cdot p_{SET} + 0,00282 \cdot p_{SET}^2 \quad (3.143)$$

- motor s pred komorom bez pred nabijanja:

$$p_{MG,1} \cong -0,02748 \cdot p_{SET} + 0,00263 \cdot p_{SET}^2 + 0,0019 \cdot p_{SET}^3 \quad (3.144)$$

- motor s pred nabijanjem:

$$p_{MG,1} \cong \left( \frac{p_{2,P}}{p_{amb}} - 1 \right) \cdot (0,5 - 0,035 \cdot v_{sr,k}), \quad (3.145)$$

prethodni izraz se primjenjuje kod motora sa srednjom brzinom klipa  $v_{SBK} < 14$  m/s, a za veće brzine uzima se da je  $p_{MG,1} = 0$ .

Ostali članovi u obzir uzimaju gubitke koji nastaju uslijed pogona strojeva-uređaja koji su potrebni za rad motora kao što su pumpe ulja i rashladne vode i izraženi su pomoću gubitka tlaka kako slijedi:

- motor s mokrim „karterom“ pogoni pumpu za podmazivanje

$$p_{MG,2} \cong 0,10 \text{ do } 0,15 \text{ bar}, \quad (3.146)$$

- motor sa suhim „karterom“ pogoni pumpu za podmazivanje

$$p_{MG,2} \cong 0,15 \text{ do } 0,25 \text{ bar}, \quad (3.147)$$

- pumpa za rashladnu vodu u zatvorenom rashladnom sustavu

$$p_{MG,3} \cong 0,10 \text{ do } 0,30 \text{ bar}, \quad (3.148)$$

- pumpa za rashladnu vodu (*more*) u otvorenom rashladnom sustavu

$$p_{MG,3} \cong 0,20 \text{ do } 0,40 \text{ bar}. \quad (3.149)$$

### 3.11. Regulator brzine vrtnje motora

Osnovna zadaća regulatora brzine vrtnje motora je održavanje konstantne-nepromjenjive brzine vrtnje neovisno o opterećenju motora. Regulatorima koji održavaju jednu unaprijed određenu brzinu vrtnje, opremljeni su dizel motori koji pogone sinkrone generatore izmjenične struje. Dizelski motori koji se koriste za propulziju opremljeni su regulatorima koji unutar područja regulacije održavaju bilo koju zadanu brzinu vrtnje neovisno o promjeni opterećenja. Regulator brzine vrtnje prati

promjene u brzini vrtnje koljenastog vratila, te djeluje na sustav za ubrizgavanje goriva kako bi se održala unaprijed zadana brzina vrtnje motora. Pri povećanju opterećenja motora regulator djeluje tako da se povećava, a kod smanjenja opterećenja smanjuje, količina ubrizganog goriva u cilindre motora do ponovne uspostave ravnoteže momenta tereta i motora. Za pogon sinkronog generatora od velikog je značaja sposobnost dizel motora odnosno njegova regulatora da održava konstantnu brzinu vrtnje a time i frekvenciju izmjenične struje koju daje generator.

Ovisnost frekvencije izmjenične struje o brzini vrtnje generatora i broju pari polova data je izrazom:

$$f_G = \frac{n_M \cdot N_P}{60}, \quad (3.150)$$

pri tom je  $n_M$  brzina vrtnje dizel motora odnosno generatora u  $\text{min}^{-1}$ ,  $N_P$  broj pari polova.

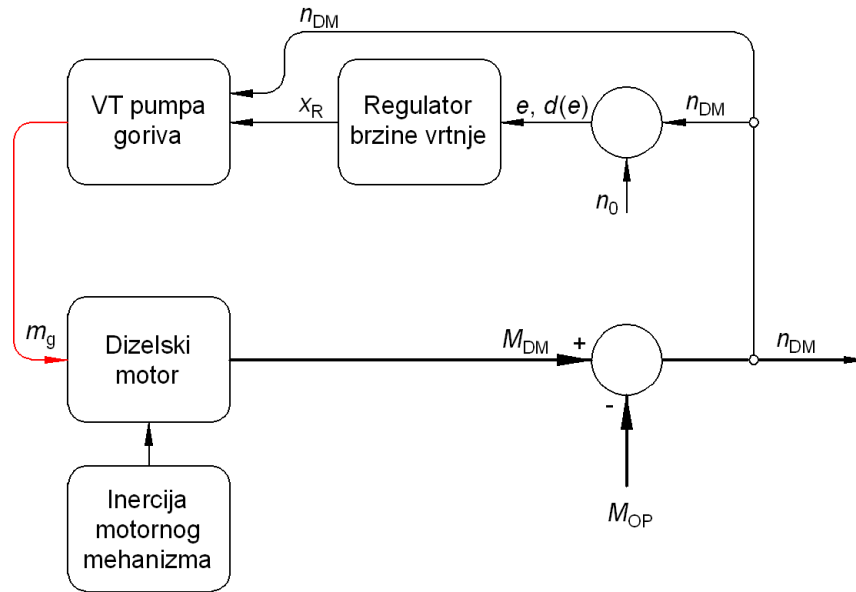
Tehničkim propisima odnosno zahtjevima klasifikacijskih društava propisano je najveće dopušteno odstupanje frekvencije generatora od nazivne vrijednosti. Kako je ranije napomenuto frekvencija je upravo proporcionalna brzini vrtnje rotora generatora. Relativno odstupanje brzine vrtnje i frekvencije dato je izrazima:

$$\delta_N = \frac{n_{G,s} - n_{G,t}}{n_{G,s}}, \quad (3.151)$$

$$\delta_f = \frac{f_{G,s} - f_{G,t}}{f_{G,s}}, \quad (3.152)$$

pri tom je  $n_{G,s}$  sinkrona brzina vrtnje, a  $n_{G,t}$  trenutna brzina vrtnje generatora, sukladno tome  $f_{G,s}$  je frekvencija izmjenične struje pri sinkronoj brzini vrtnje, a  $f_{G,t}$  trenutna frekvencija izmjenične struje. Dizelski motori za pogon generatora, odnosno njihovi regulatori brzine vrtnje, moraju udovoljiti zahtjevima s obzirom na dopušteno promjenu frekvencije uslijed promjene opterećenja.

Osnovne vrste regulatora prema načinu djelovanja su proporcionalni (*P-regulatori*), integracijski (*I-regulatori*) i derivacijski (*D-regulatori*). Regulator brzine vrtnje dizelskog motora djeluje unutar sustava u kojem se odvija regulacija, a taj sustav predstavlja dizelski motor sa svim njegovim značajkama i vanjskim utjecajima. Pri tom je brzina vrtnje motora veličina koja se regulira. Regulator na reguliranu veličinu djeluje prema određenom tipu djelovanja direktno ili posredstvom aktuatora, te u ovom slučaju određuje količinu ubrizganog goriva.



Slika 3.16 Regulacija brzine vrtnje dizelskog motora

Kod proporcionalnog regulatora je djelovanje proporcionalno pogrešci - odstupanju od regulirane veličine. U ovisnosti o veličini odstupanja  $e$  i faktora proporcionalnosti  $K_P$  regulator djeluje na postavni član i mijenja njegovu vrijednost  $y$ . Regulator mijenja vrijednost postavnog član s ciljem smanjenja odstupanja regulirane veličine od zadane vrijednosti.

Djelovanje P-regulatora može se prikazati jednačbom:

$$y(t) = K_P e(t). \quad (3.153)$$

Iz jednačbe P-regulatora proizlazi da će regulirana vrijednost uvijek odstupati od zahtijevane vrijednosti. Taj nedostatak otklanja se tako da se regulatoru doda i integracijsko djelovanje. Djelovanje tako dobivenog PI-regulatora prikazano je jednačbom:

Djelovanje PI-regulatora može se prikazati jednačbom:

$$y(t) = K_P \left[ e(t) + \frac{\int e(t) dt}{T_I} \right], \quad (3.154)$$

pri tom je  $T_I$  integracijska konstanta, odnosno period vremena u kojem regulator reguliranu veličinu izjednači s zahtijevanom. Dizelski motor opremljen PI-regulatorom održavati će zahtijevanu brzinu vrtnje neovisno o trenutnom opterećenju motora unutar



područja regulacije. Međutim i kod takvog regulatora dolazi do odstupanja regulirane veličine od zahtijevane kod nagle promjene opterećenja, odnosno moguće je da odstupanje (*greška*) u pojedinim slučajevima bude veća od dopuštene. To je posebno izraženo pri naglom povećanju opterećenja jer PI regulator počinje djelovati teka kada je došlo do promjene regulirane veličine. Posljedica toga je kašnjenje u djelovanju regulatora na postavni član, što kod pogona generatora može uzrokovati smanjenje brzine vrtnje (*frekvencije*) veće od dopuštenog. Kada to pogonski uvjeti zahtijevaju spomenuti nedostatak se može otkloniti ako se PI-regulatoru doda i derivacijsko djelovanje. Na taj način dobije se PID-regulator čije je djelovanje prikazano jednadžbom:

$$y(t) = K_P \left[ e(t) + \frac{\int e(t) dt}{T_I} + T_D \frac{de(t)}{dt} \right], \quad (3.155)$$

pri tom je  $T_D$  derivacijska konstanta, odnosno period vremena, kojim je određeno derivacijsko djelovanje regulatora. Time je omogućena odgovarajuća reakcija regulatora u ovisnosti o brzini promjene regulirane veličine u konkretnom slučaju brzine vrtnje. PID-regulator objedinjuje značajke sva tri osnovna djelovanja koja se međusobno nadopunjuju, te je odgovarajućim odabirom vremenskih konstanti moguće postići da odstupanje regulirane veličine bude manje od dopuštenog. Regulacijsko djelovanje PID-regulatora brzine vrtnje dizelskog motora može se unaprijediti ako derivacijsko djelovanje ovisi o brzini promjene električnog opterećenja, koja uslijed inercije sustava nastupa prije nego promjena brzine vrtnje. Numerički model mehaničkog PID-regulatora može se prikazati jednom diferencijalnom jednadžbom:

$$\frac{m_{SMR}}{c_{OR}} \frac{d^2 x_R}{dt^2} + \frac{d_{PR}}{c_{OR}} \frac{dx_R}{dt} + \frac{F_{C,tr}}{c_{OR}} \text{sign} \left( \frac{dx_R}{dt} \right) + x_R = K_P \left[ n_R \frac{1}{T_I} \int n_R dt + T_D \frac{d}{dt} n_R \right], \quad (3.156)$$

pri tom je:

- $m_{SMR}$  - slobodne mase,
- $c_{OR}$  - konstanta opruge,
- $x_R$  - pomak postavnog člana,
- $d_{PR}$  - prigušenje regulatora,
- $n_M$  - brzina vrtnje motora,
- $K_P$  - faktor proporcionalnosti,
- $T_I$  - konstanta integracijskog djelovanja,
- $T_P$  - konstanta derivacijskog djelovanja regulatora.

Integracijsko djelovanje ne ostvaruje dovoljno brzi odziv, a negativno utječe i na stabilnost rada regulatora, dok je derivacijsko djelovanje u vezi samo s brzinom promjene regulirane veličine. Radi navedenog regulatori s integracijskim i derivacijskim djelovanjem se ne koriste samostalno već zajedno s proporcionalnim djelovanjem, čime se dobije PI odnosno PD regulatori.

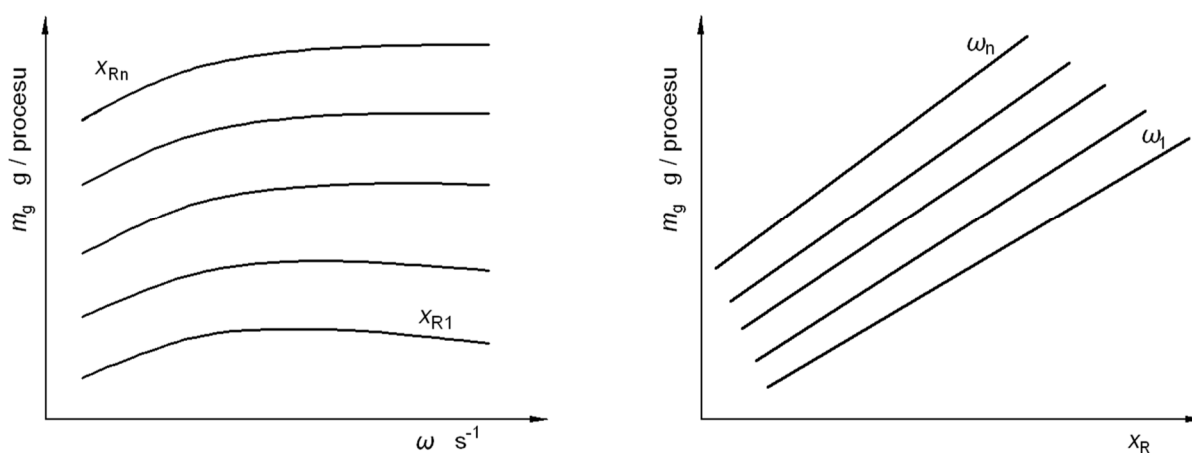
U ovisnosti o tome u kojem su obliku signali koje obrađuju razlikuju se analogni i digitalni regulatori. Analogni regulatori brzine vrtnje kod dizelskih motora manjih snaga su najčešće mehanički bez dodatnih hidrauličkih, pneumatskih i električnih sklopova. Kod dizelskih motora većih snaga s mehaničkim ubrizgavanjem goriva najčešće se koriste mehaničko-hidraulički i mehaničko-pneumatski regulatori kojima se po potrebi dodaju električni sklopovi. Digitalni regulatori, za razliku od analognih, ne mogu djelovati direktno na postavni član nego je potreban odgovarajući aktuator. U novije vrijeme sve više su u uporabi digitalni regulatori s mikroprocesorom. Kod dizelskih motora s mehaničkim ubrizgavanjem elektronički regulatori djeluju na postavni član posredstvom hidrauličnog, pneumatskog ili elektromotornog aktuatora. Dok kod motora sa sustavom ubrizgavanja sa zajedničkim vodom pod stalnim tlakom upravljaju radom elektromagnetskih ventila za ubrizgavanje goriva (*rasprskača*). Mikroprocesorski regulatori omogućuju relativno jednostavno programsko prilagođavanje značajki regulatora i najzahtjevnijim pogonskim uvjetima rada dizelskog motora.

### 3.12. Sustav za ubrizgavanje goriva

Prema primijenjenoj tehnologiji i konstrukcijskim značajkama razlikuju se mehanički i elektronički sustavi za ubrizgavanje goriva u cilindre dizelskih motora.

Pod pojmom mehanički podrazumijevaju se sustavi kod kojih se dostatan tlak za ubrizgavanje goriva postiže visokotlačnom pumpom koju pogoni bregasto vratilo motora. U pravilu svaki cilindar ima vlastitu visokotlačnu pumpu goriva koja je visokotlačnom cijevi povezana s ventilom (*rasprskačem*) za ubrizgavanje goriva u cilindar. Tlak ubrizgavanja određuje opruga koja djeluje na iglu rasprskača. Početak i najveće moguće trajanje ubrizgavanja - količina ubrizganog goriva određeni su geometrijom brijega bregastog vratila. Količina ubrizganog goriva najčešće se određuje zakretanjem klipa visokotlačne pumpe čime se određuje trenutak kod kojeg dolazi do otvaranja preljevnog kanala. Kod visokotlačne pumpe s preljevnim ventilom količina ubrizganog goriva određena je trenutkom otvaranja preljevnog ventila.

Za numerički model s mehaničkim ubrizgavanjem goriva potrebno je odrediti količinu ubrizganog goriva u cilindar u ovisnosti o trenutnoj brzini vrtnje motora i položaju postavnog člana (*poluge kojom se mijenja dobava goriva*). Ta ovisnost najčešće se prikazuje u formi dijagrama - polja značajki visokotlačne pumpe. Do podataka za izradu dijagrama dolazi se prilikom ispitivanja rada visokotlačnih pumpi goriva na probnom stolu. Polja karakteristika visokotlačne pumpe u stacionarnim uvjetima u ovisnosti o položaju postavnog člana  $X_R$  ili u ovisnosti o brzini vrtnje  $\omega$  motora prikazana su na Slici 3.17. Indeksi od 1 do n odnose se na različite brzine vrtnje.

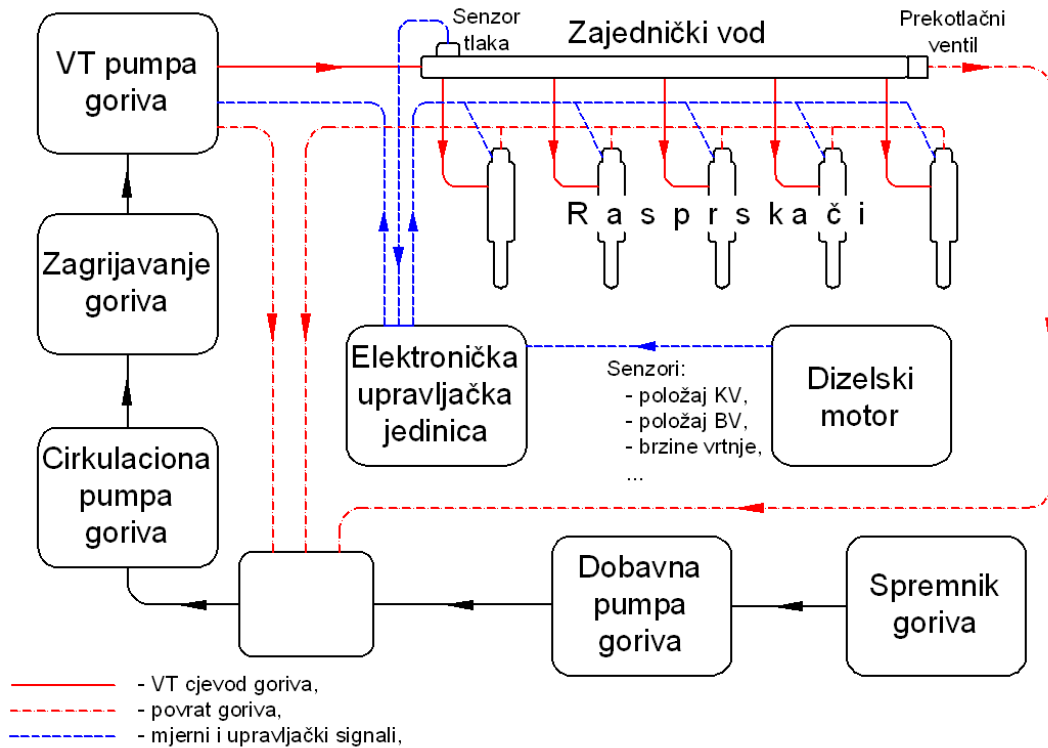


Slika 3.17 Značajke visokotlačne pumpe goriva

Prilikom ispitivanja visokotlačnih pumpi gorivo se ne ubrizgava u cilindar motora te su izmjerene količine ubrizganog goriva veće od onih koje se ostvaruju kada pumpa ubrizgava gorivo u cilindar u kojem je radni medij pod tlakom. Iz tog razloga Benson i suradnici [78] predložili su da se količina goriva dobivena iz polja značajki pumpe umanjati za 20% odnosno da se primjeni faktor korekcije 0,8.

Za simulaciju rada dizelskog motora pri konstantnoj brzini vrtnje i opterećenju količina goriva koja se ubrizgava u cilindar motora određuje se iz uvjeta ravnoteže efektivnog momenta motora i zahtijevanog momenta gonjenog stroja. Kako je u uvodnom dijelu napomenuto u ovom radu će se pored ostalog istražiti i utjecaj podijeljenog (*višestrukog, višefaznog*) ubrizgavanja goriva u cilindar na značajke motora (*specifična potrošnja goriva i emisija dušikovih oksida*). Iako je podijeljeno ubrizgavanje goriva, koje se sastoji od pred-ubrizgavanja i glavnog ubrizgavanja, moguće izvesti i kod mehaničkih sustava ubrizgavanja znatno veće mogućnosti prilagodbe pružaju elektronički upravljani sustavi ubrizgavanja goriva sa zajedničkim vodom (*Common Rail*) i spremnikom pod visokim tlakom. Takvi sustavi omogućuju precizno određivanje početka i kraja svake faze ubrizgavanja, a samim tim i prilagodbu

sustava radi ispunjenja postavljenih ciljeva. Promjene tlaka za vrijeme ubrizgavanja goriva su male i mogu se zanemariti. (Na primjer:  $\pm 20$  bar kod nazivnog tlaka od 1300 bar - prema [79] Mahalec i suradnici). Na Slici 3.19 shematski je prikazan elektronički upravljani sustav ubrizgavanja goriva sa zajedničkim vodom, koji omogućuje i primjenu goriva kojeg je radi postizanja odgovarajućeg viskoziteta potrebno zagrijavati prije ubrizgavanja.



Slika 3.18 Sustav ubrizgavanja goriva sa zajedničkim vodom („common rail“)

## 4. MODEL S DVIJE ZONE

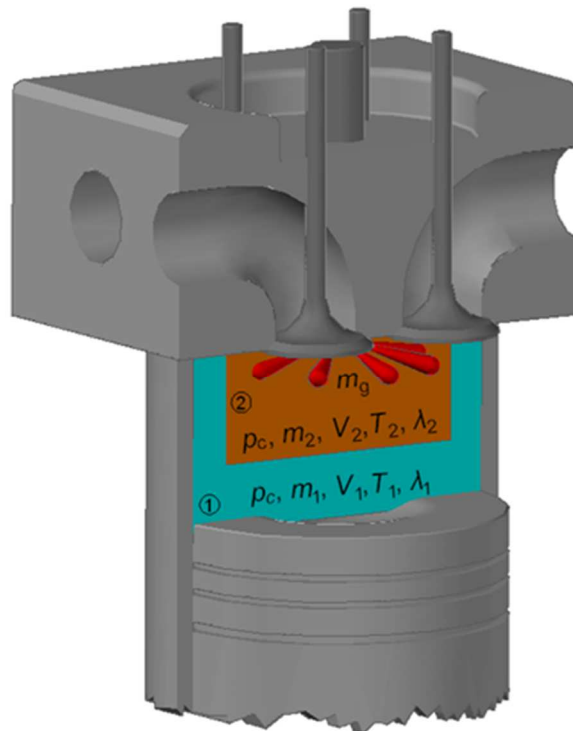
Prethodno opisni kvazistacionarni model s jednom zonom omogućuje kvalitetnu analizu većeg broja značajki rada motora, međutim nije pogodan za analizu (*predviđanje*) emisije dušikovih oksida. Nastanak dušikovih oksida u cilindru motora eksponencijalno je ovisan o temperaturi na granici između plamena i svježeg medija u cilindru. Nastanak NO<sub>x</sub> je upravo proporcionalan raspoloživom vremenu u kojem se odvijaju kemijske reakcije tvorbe i razgradnje. Budući je vrijeme u kojem se odvijaju kemijske reakcije o kojima ovisi nastanak NO<sub>x</sub> relativno kratko (*ovisi o brzini vrtnje motora*) proces se ne odvija u uvjetima kemijske ravnoteže.

Model s jednom zonom omogućuje samo praćenje srednje temperature medija u cilindru motora. Za predviđanja brzine nastanka NO<sub>x</sub> sa zadovoljavajućom točnošću potrebno je poznavanje temperature na granici između plamena i svježeg medija u cilindru motora. Stoga će u nastavku biti opisan model kod kojeg se za vrijeme dijela procesa u kojem se odvija izgaranje i ekspanzija radnog medija kontrolni volumen cilindra dijeli u dvije zone (*područja*). Takav model u literaturi je poznat i pod nazivom kvazi-dimenzijski model izgaranja, a detaljni opis modela s dvije zone prikazan je u radovima [80] [81] [28].

Kod modela s dvije ili više zona formiranje zona započinje s početkom izgaranja goriva, a nakon otvaranja ispušnog ventila proces se promatra kao kod modela s jednom zonom. Za potrebe istraživanja prikazanih u ovom radu koristiti će se model s dvije zone. Uobičajeno model s dvije zone dijeli prostor izgaranja na zonu svježeg medija i zonu koju čine produkti izgaranja – plinovi nastali izgaranjem. Granica između tih dviju zona za vrijeme izgaranja naziva se „plamena *fronta*“. U radu [42] je opisan model kod kojeg se područje u cilindru koje zauzima ubrizgano gorivo prije isparavanja čini treću zonu (*zonu goriva*). Pojednostavljeni model procesa izgaranja koji je primijenjen u ovom radu podrazumijeva podjelu kontrolnog volumena cilindra motora u dva područja (*zone*):

- **Zona 1** – svježa smjesa koju čini zrak, zaostali plinovi iz prethodnog procesa i dio koji se odnosi na recirkulirane ispušne plinove (*samo u slučaju kada se koristi EGR*),
- **Zona 2** – plinovi izgaranja koju čine plinoviti produkti izgaranja goriva pri stehiometrijskom izgaranju.

Opisani pojednostavljeni termodinamički model procesa izgaranja prikazan je na Slici 4.1. Na slici je područje svježeg smjese prikazano svjetlo plavom bojom, a ubrizgano gorivo crvenom bojom.



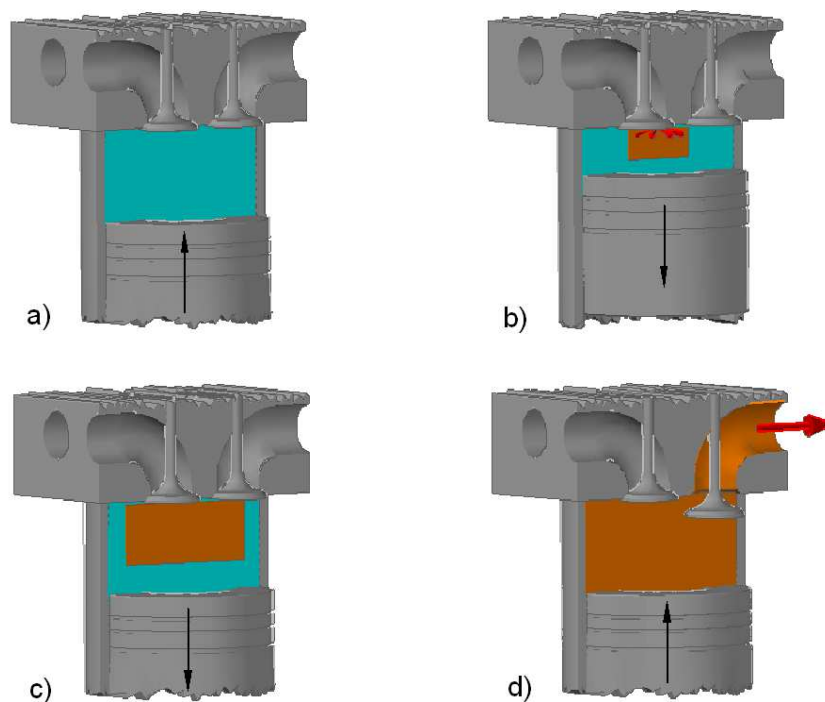
Slika 4.1 Pojednostavljeni model procesa izgaranja s dvije zone

Prikazani modela procesa izgaranja s dvije zone podrazumijeva sljedeća pojednostavljenja i pretpostavke:

- podjelu radnog medija u prostoru izgaranja na dvije zone: zona svježeg medija, i zona plinova izgaranja,
- zanemaruje se stvarni geometrijski oblik zona i u obzir se uzima samo njihov volumen,
- u promatranom trenutku vremena odnosno položaju KV tlak u svim zonama je jednak i ne ovisi o položaju unutar zone,
- u promatranom trenutku vremena odnosno položaju KV temperatura ne ovisi o položaju unutar zone, a isto vrijedi i za pretičak zraka,
- radni medij u svakoj od zona predstavlja homogenu smjesu čiji kemijski sastav i maseni udjeli pojedinih sudionika unutar zone ne ovise o položaju unutar zone,
- formiranje zona započinje ubrizgavanjem i izgaranjem goriva, a do tada je prisutna samo jedna zona,
- izgaranje u zoni plinova izgaranja odnosno u rubnom sloju („plamenoj fronti“) odvija se u uvjetima blago „siromašne“ smjese,
- nema izmjene topline među pojedinim zonama,

- izmjena topline odvija se samo između Zone 2 (*zone plinova izgaranja*) i okoline,
- u trenutku otvaranja ispušnog ventila obje se zone trenutno izmiješaju u homogenu smjesu.

Osnovna ideja modela s dvije zone, te formiranje zona u cilindru četverotaktnog dizelskog motora prikazani su na Slici 4.2.



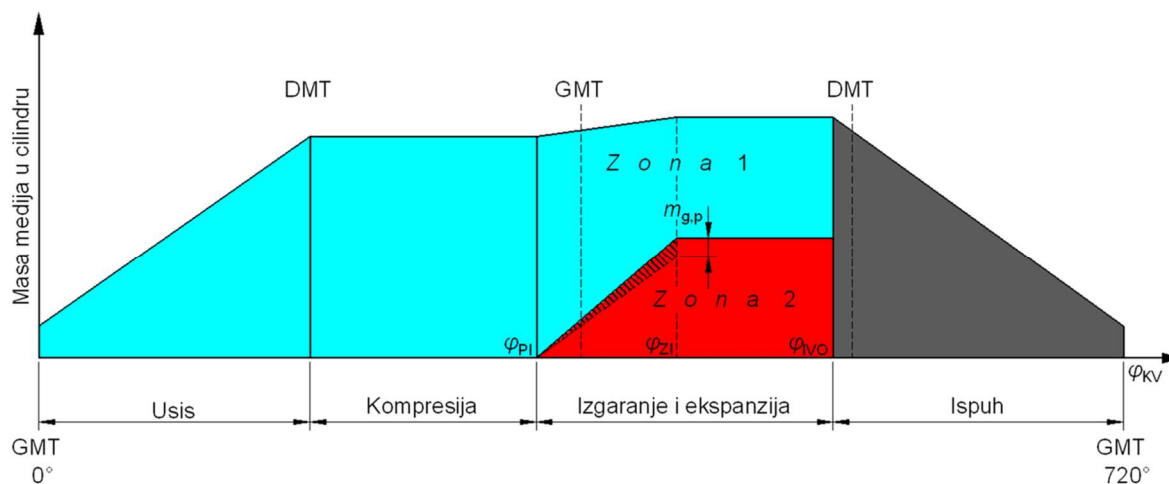
Slika 4.2 Osnovna ideja modela s dvije zone

Slika 4.2a prikazuje prostor cilindra u trenutku nakon što se je klip počeo gibati prema GMT a usisni ventil je zatvoren, te počinje kompresija svježeg medija u cilindru motora. Početak izgaranja goriva i formiranje zone plinova izgaranja, te njihova ekspanzija uslijed gibanja klipa prema DMT prikazano je na Slici 4.2b. Povećanje volumena zona (*ekspanzija*) nakon prestanka izgaranja goriva prikazan je na Slici 4.2c. Nakon otvaranja ispušnog ventila zone se izmiješaju u homogenu smjesu, te gibanjem klipa prema GMT započinje takt ispuha kako je to prikazano na Slici. 4.2d.

Shematski prikaz nastanka zona i promjena mase medija u ovisnosti o položaju klipa odnosno kutu zakreta koljenastog vratila  $\varphi$  za proces u četverotaktnom dizelskom motoru dat je na Slici 4.3. Prikaz procesa započinje **taktom usisa** odnosno punjenjem cilindra zrakom iz kolektora zraka pri čemu dolazi do povećanja mase medija u cilindru. Nakon zatvaranja usisnog ventila masa medija u cilindru se za vrijeme **takta kompresije** ne mijenja sve do trenutka početka ubrizgavanja goriva u cilindar motora.

Potrebno je napomenuti da se na grafičkom prikazu procesa radi jednostavnosti završetak takta usisa poklapa s dolaskom klipa u DMT.

S početkom izgaranja goriva do kojeg dolazi kada je koljenasto vratilo u položaju označenom s  $\varphi_{PI}$  prostor izgaranja se dijeli na dvije zone, a masa medija se povećava uslijed ubrizgavanja goriva. Masa zone plinova izgaranja se povećava, a masa zone svježeg medija se smanjuje proporcionalno brzini izgaranja goriva.



Slika 4.3 Promjena mase medija i formiranje zona u cilindru 4-taktnog DM

Nakon što se klip kreće prema DMT započinje **takt ekspanzije (radni takt)**. Po prestanku izgaranja koje je na slici označeno s  $\varphi_{ZI}$  masa medija u pojedinim zonama se ne mijenja, dok se volumen zona uslijed ekspanzije povećava. Radni takt završava otvaranjem ispušnog ventila koje je na slici označeno s  $\varphi_{VO}$ , a pri tom dolazi i do trenutnog i potpunog miješanja medija iz obje zone u homogenu smjesu. Nakon otvaranja ispušnog ventila u cilindru motora je prisutna samo jedna zona, a **takt ispuha** se nastavlja gibanjem klipa prema GMT. Na početku slijedećeg ciklusa u cilindru motora prisutna je i manja količina plinova izgaranja zaostalih iz prethodnog procesa.

Primijenjeni numerički model podrazumijeva da je tlak u pojedinim zonama jednak tlaku u cilindru, te da čini homogenu polje tlaka. Stoga se uzimaju vrijednosti za tlak dobivene proračunom pomoću modela s jednom zonom, te vrijedi izraz:

$$p_c = p_1 = p_2 \quad (4.1)$$

Indeks „1“ odnosi se na Zonu 1 (*zona svježeg medija*), a indeks „2“ na Zonu 2 (*zona plinova izgaranja*).



Ukupna masa medija u cilindru jednaka je zbroju mase medija obje zone i mase ubrizganog goriva. Masa ubrizganog goriva odmah se pribraja masi Zone 2 (*zona plinova izgaranja*), te za kontrolni volumen cilindra vrijedi izraz:

$$m_c = m_1 + m_2 \quad (4.2)$$

Nakon zatvaranja usisnog ventila masa medija u cilindru se ne mijenja do početka ubrizgavanja goriva. Ukupna masa svježeg medija u cilindru predstavlja zbroj masa: čistog zraka, zaostalih plinova izgaranja (ZPI) i recirkuliranih plinova izgaranja (RPI).

$$m_{c,SM} = m_1 = m_Z + m_{ZPI} + m_{RPI} \quad (4.3)$$

Uz pretpostavku da se izgaranje goriva u rubnom sloju (*granici između zona*) odvija uz prethodno miješanje medija iz Zone 1 s ubrizganim gorivom u stehiometrijskom omjeru, prema izrazu:

$$L_{st}^1 = \left( \frac{m_1}{m_g} \right)_{st} = \left( \frac{m_Z + m_{ZPI} + m_{RPI}}{m_g} \right)_{st} \quad (4.4)$$

Ako se u cilindru nalazi samo čisti zrak prethodni izraz se transformira u izraz za stehiometrijski omjer zraka i goriva:

$$L_{st}^1 = L_{st} = \left( \frac{m_Z}{m_g} \right)_{st}, \quad (4.5)$$

koji za dizelsko gorivo iznosi 14,798 prema [25], a prema [42] je nešto manji i iznosi 14,379.

Povećana koncentracija zaostalih plinova izgaranja iz prethodnog procesa, kao i primjena recirkulacije ispušnih plinova smanjuje udio kisika u Zoni 1 (*zona svježeg medija*). Iz navedenog razloga za stehiometrijsko izgaranje iste količine goriva potrebna je veća masa svježeg medija koja se u proces dovodi iz Zone 1.

Kada je poznata masa  $m_{ZPI}$  i  $m_{RPI}$  stehiometrijski odnos za Zonu 1 se prema [42] izračunava pomoću izraza:

$$L_{st}^1 = 132,08 \left( \frac{X_r}{\lambda} \right)^4 - 78,471 \left( \frac{X_r}{\lambda} \right)^3 + 38,115 \left( \frac{X_r}{\lambda} \right)^2 - 13,695 \frac{X_r}{\lambda} + 14,798 \quad (4.6)$$

U prethodnom izrazu  $X_r$  predstavlja omjer zbroja mase ZPI i RPI s ukupnom masom svježeg medija u cilindru, te se određuje prema izrazu:

$$X_r = \frac{m_{ZPI} + m_{RPI}}{m_z + m_{ZPI} + m_{RPI} + m_g}, \quad (4.7)$$

Iz prethodna dva izraza proizlazi da se  $\alpha_{st}^1$  povećava kada se povećava vrijednost  $X_r$  pri konstantnom pretičku zraka  $\lambda$ . Isto vrijedi i u slučaju kada se smanjuje pretičak zraka  $\lambda$ , ne mijenja se parametar  $X_r$ .

Masa medija u Zoni 2 određuje se iz poznate mase izgorjelog goriva (*podatak se dobije iz modela s jednom zonom*) i stehiometrijskog omjera za Zonu 1, prema izrazu:

$$m_2 = m_g(1 + \alpha_{st}^1), \quad (4.8)$$

a za Zonu 1 prema izrazu:

$$m_1 = (m_{C,SM} + m_g) - [m_g(1 + \alpha_{st}^1)] = (m_z + m_{ZPI} + m_{RPI} + m_g) - m_2 \quad (4.9)$$

U bilo kojem trenutku odnosno položaju KV zbroj volumena obje zone (*volumen ubrizganog goriva se zanemaruje*) jednak je volumenu cilindra  $V_C$ .

$$V_C = V_1 + V_2 \quad (4.10)$$

Volumen zona izračunava se pomoću jednadžbe stanja idealnog plina prema izrazu u kojem indeks „i“ određuje zonu.

$$V_i = \frac{m_i R_i T_i}{p_C} \quad (4.11)$$

Brzina promjene volumena određuje se kao razlika između trenutnog volumena zone i volumena zone iz prethodnog koraka, prema izrazu u kojem je s indeksom „k“ označen korak integracije.

$$\frac{dV_i}{d\varphi} = V_{i,k} - V_{i,k-1} \quad (4.12)$$

Primijenjeni model podrazumijeva da se kemijski sastav Zone 1 ne mijenja od trenutka zatvaranja usisnog ventila, te da ne dolazi do izmjene topline Zone 1 s okolinom i Zonom 2. Temperatura plinova u Zoni 1 izračunava se prema izrazu za adijabatsku promjenu stanja:

$$T_{1,k} = T_{1,k-1} \left( \frac{p_{c,k}}{p_{c,k-1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4.13)$$

Indeksom „k-1“ označene su vrijednosti tlaka i temperature iz prethodnog koraka.

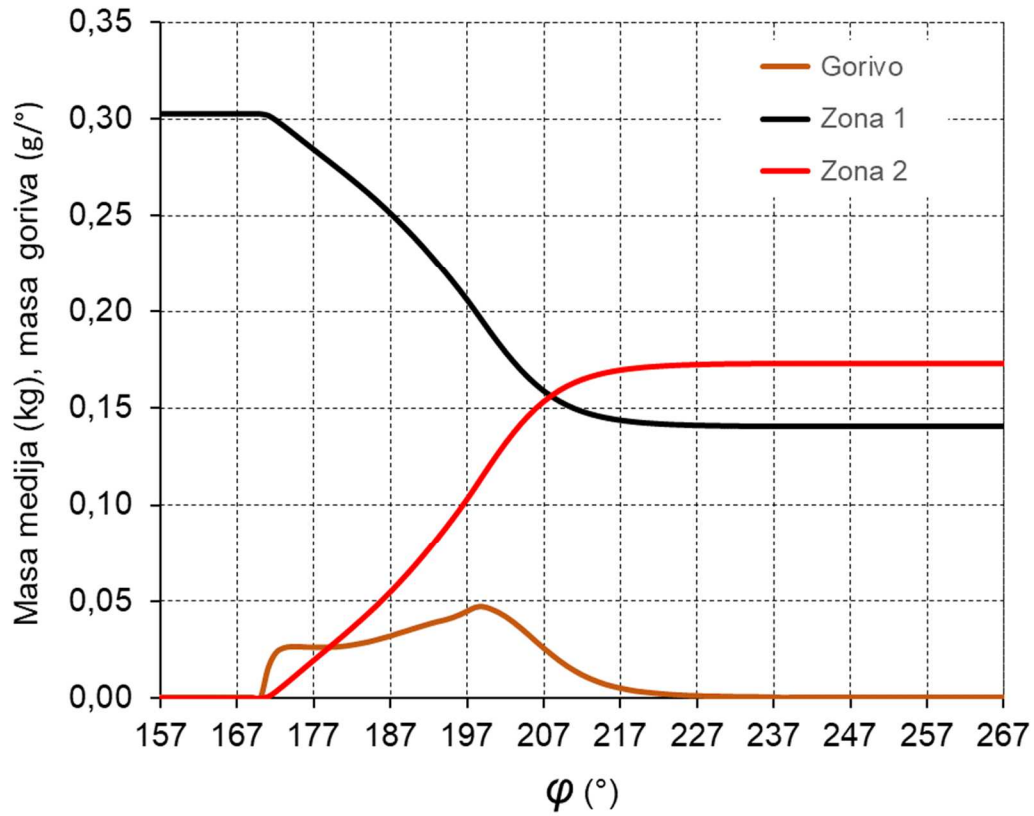
Promjena temperature u Zoni 2 u ovisnosti o kutu zakreta KV određuje se primjenom izraza:

$$\frac{dT_2}{d\varphi} = \frac{1}{m_2 \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_2} \left[ \frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{stj,2}}{d\varphi} - p_c \frac{dV_2}{d\varphi} - u_2 \frac{dm_2}{d\varphi} + h_1 \frac{dm_2}{d\varphi} - m_2 \left( \frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_2 \frac{d\lambda_2}{d\varphi} \right] \quad (4.14)$$

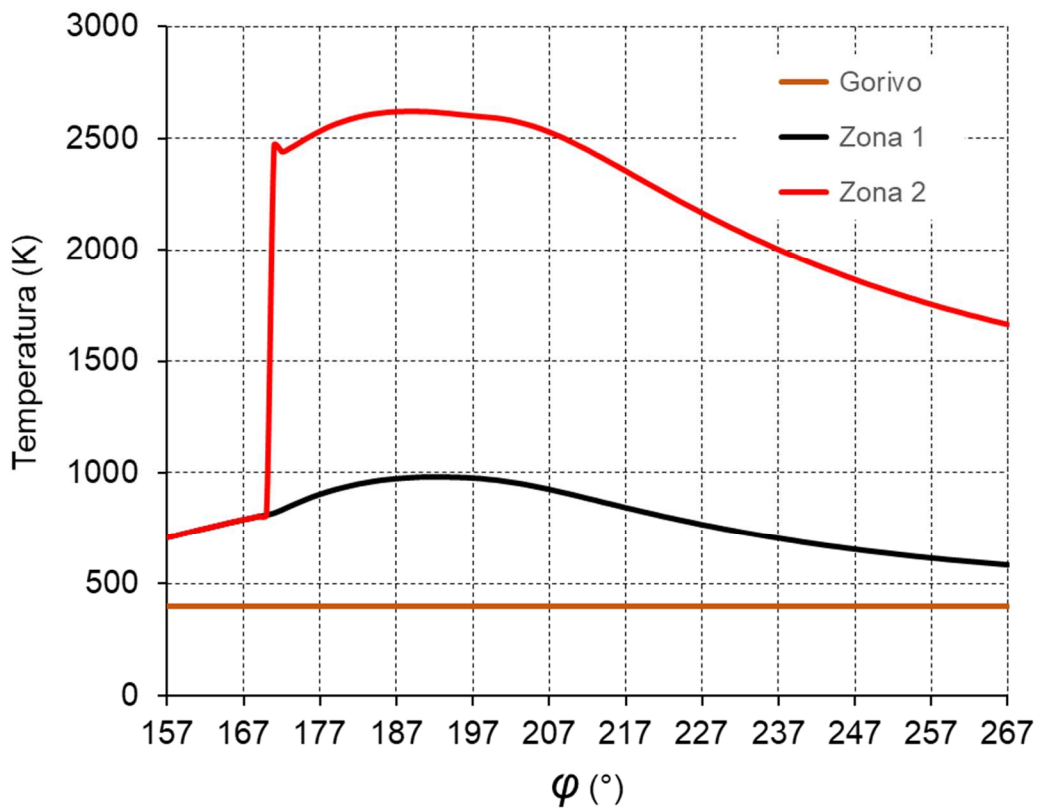
Temperatura plinova izgaranja  $T_2$  u Zoni 2 izračunava se numeričkom integracijom prethodnog izraza po zadanom koraku integracije. Brzina oslobađanja topline i toplina koja kroz stijenke cilindra prelazi na rashladni medij izračunavaju se prema izrazima koji su dati u opisu modela s jednom zonom.

U prethodnom izrazu zadnji član može se zanemariti ako se radi pojednostavljena proračuna pretpostavi da se pretičak zraka u zoni plinova izgaranja ne mijenja tijekom izgaranja, a izgaranje se odvija pri približno stehiometrijskim odnosu. Rezultati istraživanja prikazani u radu [46] pokazuju da na točnost predviđanja nastanka dušikova monoksida utjecaj ima lokalni pretičak zraka u zoni, pri kojem se odvija proces izgaranja. Autori su pokazali da do podudarnosti rezultata dobivenih mjerenjem i izračunatih vrijednosti za količinu nastalog dušikova monoksida kod kamionskog motora dolazi u slučaju kada je  $\lambda_1 \sim 1,45$  ili  $\lambda_1 \sim 0,95$ . Osim toga potvrdili su i ispravnost pretpostavke da se nastanak dušikova oksida odvija u uvjetima koji su vrlo bliski stehiometrijskim. Uz napomenu da je u svim proračunima korišten stehiometrijski omjer zraka i goriva od 14,798.

Na Slici 4.4 prikazana je promjena mase u zoni svježeg medija i zoni plinova izgaranja, kao i promjena mase goriva koje izgara tijekom procesa u ovisnosti o kutu zakreta KV. Dok je na Slici 4.5 prikazana promjena temperature u zonama. Numeričke vrijednosti dobivene su primjenom prethodno opisanog modela i odnose se na cilindar 4-taktnog motora pri snazi od 1200 kW po cilindru i brzini vrtnje od 600 min<sup>-1</sup>.



Slika 4.4 Promjena mase medija u zonama

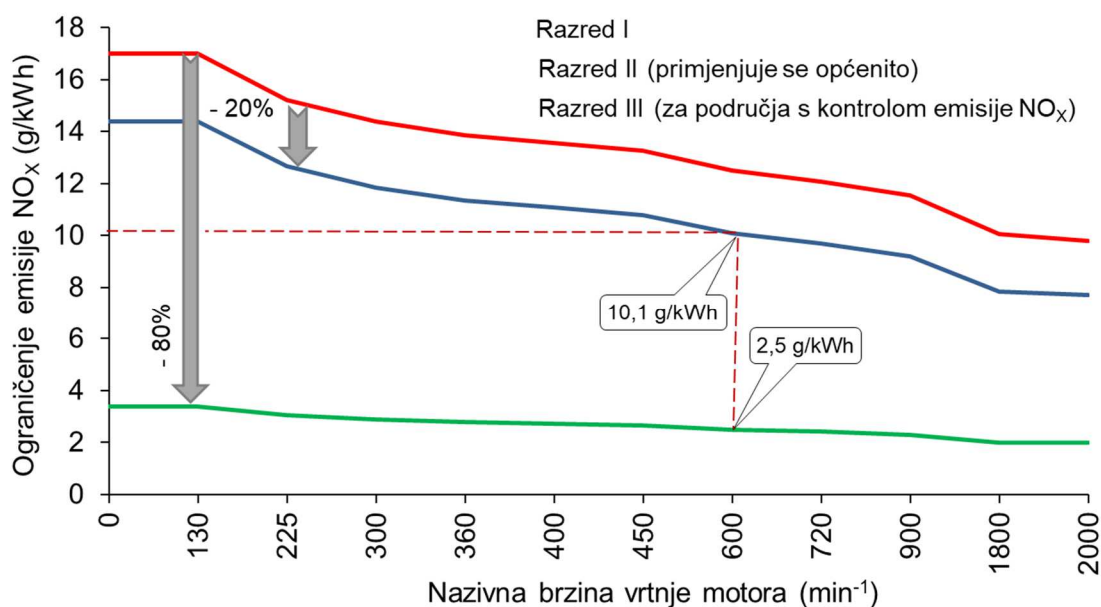


Slika 4.5 Promjena temperature medija u zonama

## 5. MODEL NASTANKA NO<sub>x</sub> U □ ILINDRU DM

Kod brodskih pogonskih postrojenja pored zahtjeva za energetsom učinkovitošću veliki značaj se pridaje i zaštiti okoliša. Zahtjevi koji proizlaze iz primjene MARPOL konvencije, Prilog VI, (MARPOL 73/78, *Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships, Annex VI and NO<sub>x</sub> Technical Code* 2008.) koji se odnosi na smanjenje i kontrolu onečišćenja mora i morskog okoliša emisijom štetnih tvari u atmosferu do koje dolazi pri radu brodskih energetskih postrojenja.

Zahtjevi spomenute konvencije imaju znatan utjecaj na izvedbu suvremenih brodskih dizelskih motora. Smanjenje emisije sumpornih oksida postiže se smanjenjem dopuštenog sadržaja sumpora u gorivu na najviše 0,5% (*u primjeni od 2015.*) odnosno na manje od 0,1% u zonama kontrole emisije (*planirani početak primjene 2020. godina*). Smanjenje emisije dušikovih oksida propisano je konvencijom u tri razreda. Ograničenja emisije NO<sub>x</sub> prema Razredu I (IMO Tier 1) primjenjuju se na brodove izgrađene od 01.01.2000. godine. Na sve brodove izgrađene nakon 01.01.2011. primjenjuju se zahtjevi Razreda II (IMO Tier 2) za sva područja plovidbe osim na ona s kontroliranom emisijom ECA (Emission Control Areas) zonama (North American ECA and US Caribbean Sea ECA). Na područja plovidbe s kontroliranom emisijom primjenjuju se ograničenja prema zahtjevima Razreda III (IMO Tier 3) na sve nove brodove izgrađene nakon 01.01.2016. godine.



Slika 5.1 Granične vrijednosti emisije NO<sub>x</sub> brodskih dizelskih motora

Na Slici 5.1. dat je primjer određivanja najveće dopuštene emisije NO<sub>x</sub> za brodski dizelski motor nazivne brzine vrtnje 600 min<sup>-1</sup>.

Radi ispunjenja zahtijeva propisa s obzirom na dopuštene vrijednosti emisije NO<sub>x</sub> iz brodskih dizelskih motora, primjenjuju se tri skupine mjera:

- primarne,
- sekundarne, i
- primjena alternativnih goriva.

Primarne mjere imaju za cilj smanjiti nastanak NO<sub>x</sub> za vrijeme procesa izgaranja u cilindru motora. Sekundarne mjere podrazumijevaju naknadnu obradu ispušnih plinova radi smanjenja emisije NO<sub>x</sub>. Treća skupina mjera podrazumijeva korištenje goriva koja omogućuju izmjene u procesu izgaranja koje dovode do smanjenja emisije.

Kako bi se moglo istražiti utjecaj promjene početka ubrizgavanja goriva, ranijeg zatvaranja usisnog ventila i podijeljenog ubrizgavanja na emisiju dušikovih oksida potrebno je ranije opisani numerički model dizelskog motora dopuniti s modelom nastanka dušikovih oksida u cilindru motora.

Na udio NO<sub>x</sub> u prostoru izgaranja utjecaj imaju:

- *mehanizam nastanka „termičkog“ NO* – direktnom oksidacijom molekula dušika,
- *mehanizam „brzog“ nastanka NO* – do kojeg dolazi u uvjetima izgaranja „bogate“ smjese ( $\lambda < 1$ ) pri niskim temperaturama (*nema značajan utjecaj na nastanak NO<sub>x</sub> kod dizelskih motora*),
- količina dušika u gorivu - ovisi prvenstveno o kemijskom sastavu goriva, a ne i o uvjetima rada motora (*5 do 10% povećanje emisije NO<sub>x</sub> kod primjene teških goriva, prema [82]*), i
- NO koji nastaje razgradnjom N<sub>2</sub>O - mehanizam nastanka NO postaje značajan kod brzoekretnih dizelskih motora i plinskih turbina kod kojih je trajanje prve faze izgaranja dulje uslijed relativno veće količine prethodno nastale upaljive smjese goriva i zraka.

Analize utjecaja različitih mehanizama na ukupnu emisiju NO<sub>x</sub> u radovima [83] [84], potvrdile su da je utjecaj „termičkog“ NO najznačajniji, a da utjecaj mehanizam „brzog“ nastanka NO nema značajniji utjecaj kod dizelskih motora s direktnim ubrizgavanjem goriva. Radi pojednostavljenja modela može se pretpostaviti da u ukupnoj emisiji NO<sub>x</sub> dizelskih motora prevladava „termički“ dušikov monoksid, pa je ukupnu emisiju moguće predvidjeti izračunavanjem koncentracije „termičkog“ NO u cilindru motora.

Primjenjeni model nastanka „termičkog“ dušikova monoksida temelji se na proširenom Zeldovičevom mehanizmu. U literaturi se najčešće koriste modeli u kojima se nastanak (*tvorba*) NO opisuje s tri [46] [42] [38], a u nekim radovima kao u slučaju [85] sa šest kemijskih reakcija.

Kemijske reakcije tvorbe odnosno razgradnje dušikova monoksida su:



Na nastanak „termičkog“ NO znatan utjecaj imaju lokalni uvjeti u zoni (*zonama*) izgaranja goriva u cilindru, koji su određeni:

- temperaturom,
- pretičkom zraka,
- koncentracijom kemijskih elemenata i spojeva (N, N<sub>2</sub>, NO, O, O<sub>2</sub>, H i OH),
- vremenom zadržavanja reaktanata u području (*zoni*) s uvjetima s određenom temperaturom i pretičkom zraka.

Pri uvjetima izgaranja koji vladaju u cilindru dizelskog motora reakcije proširenog Zeldovičeva mehanizma odvijaju se znatno sporije u odnosu na proces izgaranja goriva. Takve reakcije odvijaju se kinetički, odnosno pri uvjetima koji vladaju pri izgaranju (*temperatura, pretičak zraka*), te radi kratkog vremena uslijed relativno velike brzine odvijanja procesa izgaranja, ne dolazi do ravnotežnih koncentracija NO.

Za sve ostale kemijske reakcije koje se odvijaju u prostoru izgaranja pretpostavlja se da se odvijaju velikom brzinom, te da je koncentracija kemijskih elemenata i spojeva (O<sub>2</sub>, H, H<sub>2</sub>, OH, N, N<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub> i H<sub>2</sub>O) u stanju kemijske ravnoteže.

Budući koncentracija dušikovog monoksida u danim uvjetima nastanka nije u stanju kemijske ravnoteže ona se određuje primjenom izraza za brzinu promjene koncentracije NO koji u obzir uzima kemijske reakcije R1, R2 i R3. Pri tom se za manje zahtjevne primjene može koristiti pojednostavljeni empirijski izraz prema [86]:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{6 \cdot 10^{16}}{T^{0,5}} \exp\left(-\frac{69090}{T}\right) [\text{O}_2]_e^{0,5} [\text{N}_2]_e, \quad (5.1)$$

Za preciznije određivanje brzine promjene koncentracije NO u komori u kojoj se odvija proces izgaranja koristi se izraz:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_{1,t}[\text{O}]_e[\text{N}_2]_e - k_{1,r}[\text{NO}][\text{N}]_e + k_{2,t}[\text{N}]_e[\text{O}_2]_e - k_{2,r}[\text{NO}][\text{O}]_e + k_{3,t}[\text{N}]_e[\text{OH}]_e - k_{3,r}[\text{NO}][\text{H}]_e \quad (5.2)$$

Koncentracije svih sastojaka u uglatim zagradama koje su označene indeksom „e“ izračunavaju se iz uvjeta kemijske ravnoteže sastojaka pri tlaku, temperaturi i pretičku zraka u području (*zoni*) izgaranja u promatranom trenutku vremena. Koeficijenti brzine tvorbe  $k_{i,t}$  i brzine razgradnje  $k_{i,r}$  izračunavaju se primjenom izraza za koje su primjeri prema podacima iz više izvora dati u Tab. 5.1.

Prilikom razvoja numeričkog modela nastanka NO isprobane su sve četiri grupe koeficijenata i pri tom nije bilo znatnih odstupanja u dobivenim rezultatima. Kao optimalni odabrani su koeficijenti prema Weisseru [87]. U svojoj disertaciji on je proveo detaljna istraživanja uspoređujući rezultate dobivene pomoću koeficijenta koje su predložili i drugi istraživači. Pri tom se je pokazalo da rezultati dobiveni primjenom koeficijenata koje je on predložio daju najmanja odstupanja u odnosu na vrijednosti dobivene mjerenjima.

Tab. 5.1. Koeficijenti brzine tvorbe i razgradnje za model nastanka „termičkog“ NO

$\text{N}_2 + \text{O} \leftrightarrow \text{NO} + \text{N}$	$\text{O}_2 + \text{N} \leftrightarrow \text{NO} + \text{O}$	$\text{OH} + \text{N} \leftrightarrow \text{NO} + \text{H}$	Izvor
$k_{1,t} \text{ cm}^3/(\text{mol s})$	$k_{2,t} \text{ cm}^3/(\text{mol s})$	$k_{3,t} \text{ cm}^3/(\text{mol s})$	[38]
$7 \cdot 10^{13} \exp(-37800/T)$	$1,33 \cdot 10^{10} \cdot T \cdot \exp(-3600/T)$	$7,1 \cdot 10^{13} \exp(-450/T)$	
$k_{1,r} \text{ cm}^3/(\text{mol s})$	$k_{2,r} \text{ cm}^3/(\text{mol s})$	$k_{3,r} \text{ cm}^3/(\text{mol s})$	
$1,55 \cdot 10^{13}$	$3,2 \cdot 10^9 \cdot T \cdot \exp(-19700/T)$	$1,7 \cdot 10^{14} \exp(-24560/T)$	
$k_{1,t} \text{ m}^3/(\text{mol s})$	$k_{2,t} \text{ m}^3/(\text{mol s})$	$k_{3,t} \text{ m}^3/(\text{mol s})$	[88]
$7,6 \cdot 10^7 \exp(-38000/T)$	$6,4 \cdot 10^3 \cdot T \cdot \exp(-3600/T)$	$3,8 \cdot 10^7$	
$k_{1,r} \text{ m}^3/(\text{mol s})$	$k_{2,r} \text{ m}^3/(\text{mol s})$	$k_{3,r} \text{ m}^3/(\text{mol s})$	
$3,3 \cdot 10^6 \cdot T^{0,3}$	$1,5 \cdot 10^3 \cdot T \cdot \exp(-19500/T)$	$2,0 \cdot 10^8 \exp(-23650/T)$	
$k_{1,t} \text{ m}^3/(\text{mol s})$	$k_{2,t} \text{ m}^3/(\text{mol s})$	$k_{3,t} \text{ m}^3/(\text{mol s})$	[89]
$1,47 \cdot 10^7 \exp(-315000/RT)$	$6,4 \cdot 10^3 T \exp(-26300/RT)$	$3,8 \cdot 10^7$	
$k_{1,r} \text{ m}^3/(\text{mol s})$	$k_{2,r} \text{ m}^3/(\text{mol s})$	$k_{3,r} \text{ m}^3/(\text{mol s})$	
$3,3 \cdot 10^6 \cdot T^{0,3}$	$1,35 \cdot 10^3 T \exp(-16 \cdot 10^4/RT)$	$1,06 \cdot 10^8 \exp(-201 \cdot 10^3/RT)$	



$k_{1,t}$ m <sup>3</sup> /(mol s)	$k_{2,t}$ m <sup>3</sup> /(mol s)	$k_{3,t}$ m <sup>3</sup> /(mol s)	[87]
$6,68 \cdot 10^6 T^{0,4} \exp(-37707/T)$	$6,4 \cdot 10^3 T \exp(-3160,5/T)$	$3,8 \cdot 10^7$	
$k_{1,r}$ m <sup>3</sup> /(mol s)	$k_{2,r}$ m <sup>3</sup> /(mol s)	$k_{3,r}$ m <sup>3</sup> /(mol s)	
$3,3 \cdot 10^6 \cdot T^{0,3}$	$5,62 \cdot 10^2 T^{1,1} \exp(-19086/T)$	$1,29 \cdot 10^9 T^{-0,3} \exp(-24574/T)$	

Koncentracije pojedinih sastojaka uz uvjet kemijske ravnoteže, u ovisnosti o tlaku, temperaturi i ekvivalentnom omjeru goriva i zraka  $\Phi$  ( $\Phi = 1/\lambda$ , *recipročna vrijednost pretička zraka*) izračunavaju se pomoću modela koji je opisan u radu [90]. Model omogućuje točan i vrlo brz proračun molarnih i masenih udjela 11 sastojaka uz uvjet kemijske ravnoteže u cilindru dizelskog motora. U modelu je dizelsko gorivo zamijenjeno s dodekanom odnosno ugljikovodikom kemijske formule C<sub>12</sub>H<sub>26</sub>. Model omogućuje izračun ravnotežnih koncentracija sastojaka navedenih u Tab. 5.2.

Tab. 5.2 Kemijski elementi i spojevi (*produkti i reaktanti*) s pripadajućim indeksima

Indeks	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Sastojak	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	H	H <sub>2</sub>	N	NO	O	OH	CO

Napomena: Na dizelsko gorivo odnosno C<sub>12</sub>H<sub>26</sub> odnosi se indeks „12“.

Tvorba i razgradnja 11 sastojaka može se prema [90] opisati pomoću sedam reakcija koje se odvijaju uz uvjet kemijske ravnoteže. Kemijske reakcije navedene su u Tab. 5.3 s pripadajućim konstantama kemijske ravnoteže.

Tab. 5.3 Kemijske reakcije

Kemijska reakcija	Konstanta kemijske ravnoteže
$\frac{1}{2}H_2 \leftrightarrow H$	$K_{e,1}$
$\frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow O$	$K_{e,2}$
$\frac{1}{2}N_2 \leftrightarrow N$	$K_{e,3}$
$2H_2O \leftrightarrow 2H_2 + O_2$	$K_{e,4}$
$H_2O \leftrightarrow OH + \frac{1}{2}H_2$	$K_{e,5}$
$H_2 + CO_2 \leftrightarrow H_2O + CO$	$K_{e,6}$
$H_2O + \frac{1}{2}N_2 \leftrightarrow H_2 + NO$	$K_{e,7}$

Prethodne kemijske reakcije koje se mogu odvijati u oba smjera prikazuju se za potrebe numeričkog modela pomoću izraza:



Sudionici kemijskih reakcija označeni su s  $A_1, A_2, A_3, A_4$ , a pripadajući stehiometrijski koeficijenti s  $Y_{A1}, Y_{A2}, Y_{A3}, Y_{A4}$ .

Konstanta kemijske ravnoteže za normalizirane parcijalne tlakove određena je izrazom:

$$K_e = \frac{(p'_{A3})^{Y_{A3}} (p'_{A4})^{Y_{A4}}}{(p'_{A1})^{Y_{A1}} (p'_{A2})^{Y_{A2}}} \quad (5.4)$$

Ako se sa  $x_{A1}, x_{A2}, x_{A3}, x_{A4}$  označe molarne koncentracije sastojaka  $A_1, A_2, A_3, A_4$ , tlak u komori izgaranja s  $p$ , tlak okoline s  $p_0$ ,  $p'$  je normirani parcijalni tlak označen indeksom „i“ bilo kojeg sastojka određen je izrazom:

$$p'_i = \frac{p_i}{p_0} = x_i \frac{p}{p_0} \quad (5.5)$$

Iz prethodna dva izraza dobije se:

$$K_e = \frac{(x_{A3})^{Y_{A3}} (x_{A4})^{Y_{A4}}}{(x_{A1})^{Y_{A1}} (x_{A2})^{Y_{A2}}} \left( \frac{p}{p_0} \right)^{(Y_{A3} + Y_{A4} - Y_{A1} - Y_{A2})} \quad (5.6)$$

Prirodni logaritam konstante kemijske ravnoteže reakcije izračunava se pomoću izraza:

$$\ln(K_e) = \left[ \sum_i \left( \frac{y_i g_i(T)}{R_m T} \right)_R - \sum_i \left( \frac{y_i g_i(T)}{R_m T} \right)_P \right] - \frac{H_{R,0}}{R_m T} \quad (5.7)$$

pri tom indeksi „R“ i „P“ označavaju reaktante i produkte, s  $Y_i$  su stehiometrijski koeficijenti, a  $H_{R,0}$  je entalpija kemijske reakcije pri apsolutnoj nuli (-273,15 °C).

Vrijednosti Gibbs-ove funkcije izračunavaju se pomoću polinoma koji je dat izrazom:

$$\frac{g_i(T)}{R_m T} = a_{i,1}(1 - \ln T) - a_{i,2}T - a_{i,3} \frac{T^2}{2} - a_{i,4} \frac{T^3}{2} - a_{i,5} \quad (5.8)$$

Specifična entalpija  $h_i(T)$  u odnosu na  $T = 0$  K, izračunava se pomoću izraza koji je kao i prethodni dat u formi polinoma.

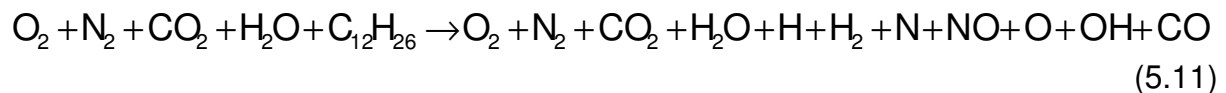
$$h_1(T) = R_m (a_{1,1} T + a_{1,2} T^2 + a_{1,3} T^3 + a_{1,4} T^4) \quad (5.9)$$

Entalpija kemijske reakcije  $H_{R,0}$  pri apsolutnoj nuli izračunava se pomoću izraza:

$$H_{R,0}(T) = \left[ \sum_i y_i a_{i,6} \right]_P - \left[ \sum_i y_i a_{i,6} \right]_R \quad (5.10)$$

Koeficijenti polinoma korišteni u prethodna tri izraza za svaki od sudionika kao i za  $C_{12}H_{26}$  kojim je aproksimirano dizelsko gorivo preuzeti su iz tabelarnih podataka prema JANAF [91] i [92].

Kemijska reakcija pri kojoj nastupa potpuno izgaranje dodekana, a pri tom nastaje 11 produkata izgaranja opisana je izrazom:



Ako 1 kmol reaktanta daje  $n$  mola produkata prethodni izraz može se zapisati u obliku:

$$x_1^0 + x_2^0 + x_3^0 + x_4^0 + x_{12}^0 = n(x_1 + x_2 + x_3 + \dots + x_{11}) \quad (5.12)$$

Pri tom će  $B$  kmol-a reaktanta dati 1 kmol produkata, ako je  $B = 1/n$ .

Kada se na prethodnu jednadžbu primjeni uvjet ravnoteže sustava C – H – N – O, dobije se sistem od četiri linearne jednadžbe:

$$\begin{aligned} B(x_3^0 + 12x_{12}^0) &= x_3 + x_{11} \\ B(2x_4^0 + 26x_{12}^0) &= 2x_4 + x_5 + 2x_6 + x_{10} \\ B(2x_2^0) &= 2x_2 + x_7 + x_8 \\ B(2x_1^0 + 2x_3^0 + x_4^0) &= 2x_1 + 2x_3 + x_4 + x_8 + x_9 + x_{10} + x_{11} \end{aligned} \quad (5.13)$$

Pri tom suma molarnih udjela svih 11 sudionika zadovoljava uvjet:

$$\sum_{i=1}^{11} x_i = 1 \quad (5.14)$$

Nakon uvođenja konstanti:

$$S_2 = -\frac{2x_4^0 + 26x_{12}^0}{x_3^0 + 12x_{12}^0}, \quad S_3 = -\frac{2x_2^0}{x_3^0 + 12x_{12}^0}, \quad S_4 = -\frac{2x_1^0 + 2x_3^0 + x_4^0}{x_3^0 + 12x_{12}^0} \quad (5.15)$$

sustav od četiri linearne jednadžbe kojim je opisana kemijska ravnoteža sustava C – H – N – O, može se zapisati kao:

$$\begin{aligned} S_2 x_3 + 2x_4 + x_5 + 2x_6 + x_{10} + S_2 x_{11} &= 0 \\ 2x_2 + S_3 x_3 + x_7 + x_8 + S_3 x_{11} &= 0 \\ 2x_1 + (2 + S_4)x_3 + x_4 + x_8 + x_9 + x_{10} + (1 + S_4)x_{11} &= 0 \\ x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + x_6 + x_7 + x_8 + x_9 + x_{10} + x_{11} - 1 &= 0 \end{aligned} \quad (5.16)$$

Konstante kemijske ravnoteže za kemijske reakcije navedene u Tab. 5.3 pomoću molarnih udjela pojedinih sudionika mogu se zapisati u formi sustava od sedam nelinearnih jednadžbi:

$$\begin{aligned} K_{e,1} &= \frac{x_3 \sqrt{p'}}{\sqrt{x_6}}, \quad K_{e,2} = \frac{x_9 \sqrt{p'}}{\sqrt{x_1}}, \quad K_{e,3} = \frac{x_7 \sqrt{p'}}{\sqrt{x_2}}, \quad K_{e,4} = \frac{x_6 x_1^2 \sqrt{p'}}{x_2^4}, \\ K_{e,5} &= \frac{x_{10} \sqrt{x_6} \sqrt{p'}}{x_4}, \quad K_{e,6} = \frac{x_4 x_{10}}{x_3 x_6}, \quad K_{e,7} = \frac{x_6 x_8 \sqrt{p'}}{x_4 \sqrt{x_2}}, \end{aligned} \quad (5.17)$$

pri tome je normirani tlak unutar komore izgaranja - *tlak u cilindru motora*:

$$p' = \frac{p}{p_0} \quad (5.18)$$

Molarni udjeli svih sastojaka mogu se prema [90] izraziti pomoću molarnih udjela CO<sub>2</sub>, H, N i O, te se dobiju izrazi:

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{p'}{K_{e,2}^2} x_9^2 = C_1 x_9^2 & x_2 &= \frac{p'}{K_{e,3}^2} x_7^2 = C_2 x_7^2 \\ x_4 &= \frac{C_6 p'}{K_{e,4} \sqrt{K_{e,2}}} x_9 x_5^2 = C_4 x_9 x_5^2 & x_6 &= \frac{p'}{K_{e,6}^2} x_5^2 = C_6 x_5^2 \\ x_8 &= \frac{C_4 K_{e,7}}{C_6 K_{e,3}} x_7 x_9 = C_8 x_7 x_9 & x_{10} &= \frac{C_4 K_{e,1} K_{e,5}}{p'} x_5 x_9 = C_{10} x_5 x_9 \\ x_{11} &= \frac{C_6 K_{e,6}}{C_4} \frac{x_3}{x_9} = C_{11} \frac{x_3}{x_9} \end{aligned} \quad (5.19)$$

Supstitucijom izraza (5.19) u sustav jednažbi (5.16) sustav od 11 jednažbi s 11 nepoznanica svodi se na sustav od četiri jednažbe s četiri nepoznanice.

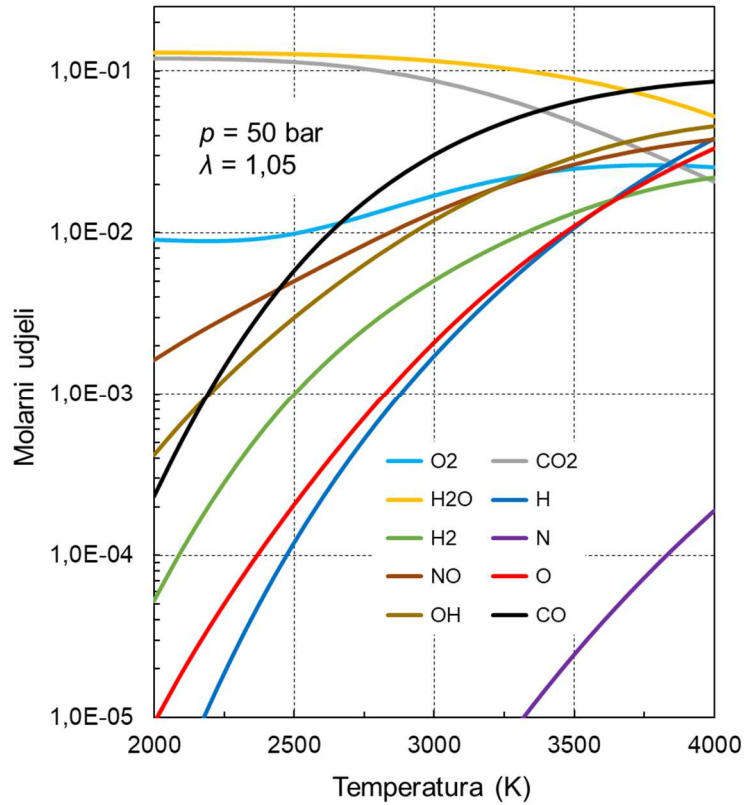
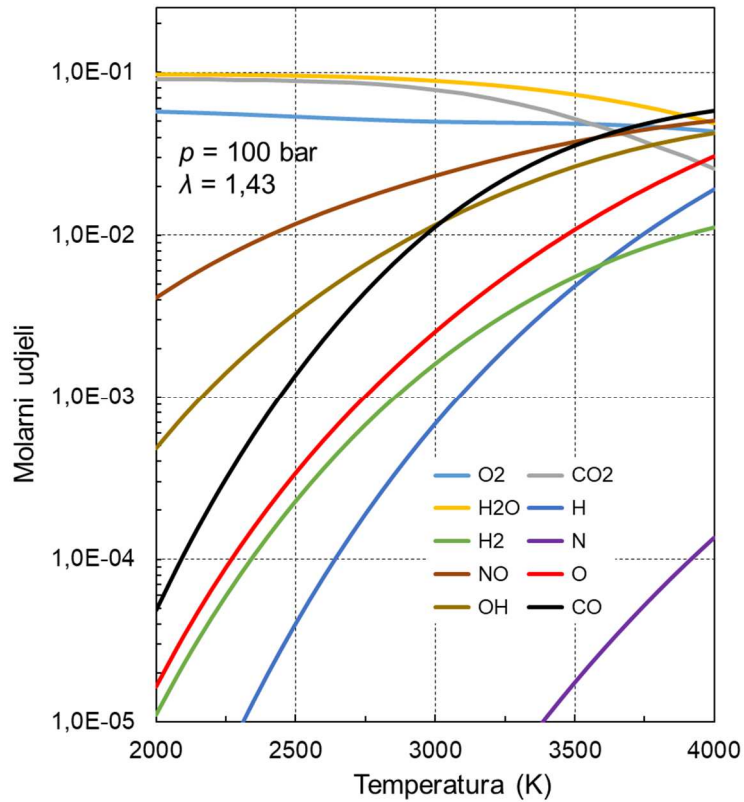
$$\begin{aligned}
 S_2 x_3 + 2C_4 x_9 x_5^2 + x_5 + 2C_6 x_5^2 + C_{10} x_5 x_9 + S_2 C_{11} \left( \frac{x_3}{x_9} \right) &= 0 \\
 2C_2 x_7^2 + S_3 x_3 + x_7 + C_8 x_7 x_9 + S_3 C_{11} \left( \frac{x_3}{x_9} \right) &= 0 \\
 2C_1 x_9^2 + (2 + S_4) x_3 + C_4 x_9 x_5^2 + C_8 x_7 x_9 + x_9 + C_{10} x_5 x_9 + (1 + S_4) C_{11} \left( \frac{x_3}{x_9} \right) &= 0 \\
 -C_1 x_9^2 + C_2 x_7^2 - (1 + S_4) x_3 + x_5^2 + C_6 x_5 + x_7 - S_4 C_{11} \left( \frac{x_3}{x_9} \right) &= 1
 \end{aligned} \tag{5.20}$$

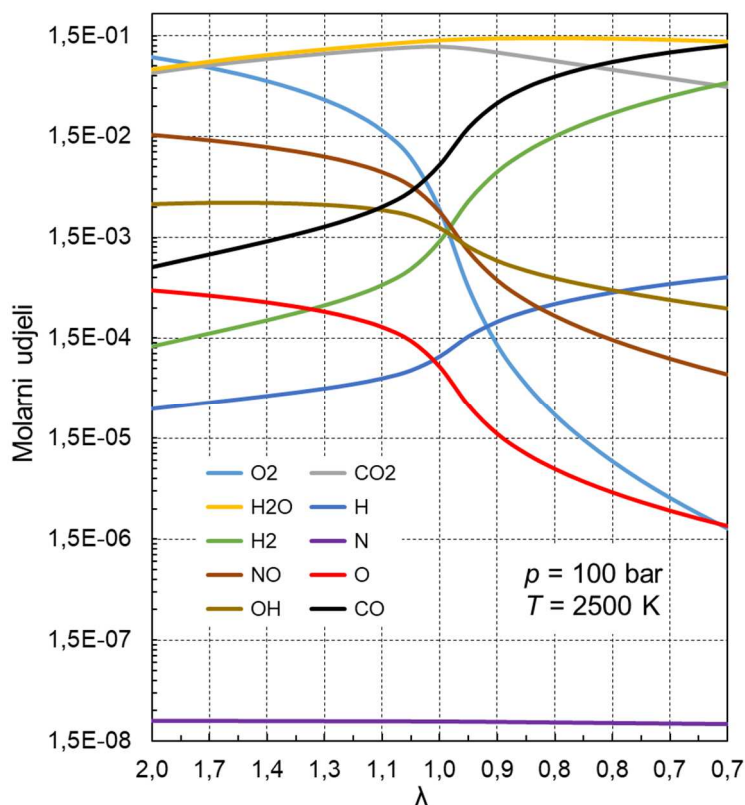
Početne (*inicijalne*) vrijednosti molarnih udjela  $x_3$ ,  $x_5$ ,  $x_7$ ,  $x_9$  računaju se pomoću izraza:

$$\begin{aligned}
 x_{3,1} &= x_3^0 \\
 x_{5,1} &= \sqrt{\frac{x_4^0}{C_4 x_{9,1}}} \\
 x_{7,1} &= \sqrt{\frac{x_2^0}{C_2}} \\
 x_{9,1} &= \sqrt{\frac{x_1^0}{C_1}}
 \end{aligned} \tag{5.21}$$

Sustav od četiri nelinearne jednažbe (5.16) rješava se primjenom Newton-Raphson-ove iteracijske metode, a za prvu iteraciju uzimaju se vrijednosti izračunate pomoću jednažbi (5.21). Time je omogućen znatno brži izračun molarnih udjela CO<sub>2</sub>, H, N i O dok se molarni udjeli preostalih sedam sudionika jednostavno izračunaju pomoću izraza (5.19).

Potprogram za izračunavanje ravnotežnih molarnih koncentracija sastojaka (*atoma i molekula*) prisutnih u komori izgaranja u ovisnosti o tlaku, temperaturi i pretičku zraka napisana je u programskom jeziku **C**. Primjeri izračunom dobivenih rezultata prikazani su u formi dijagrama ovisnosti molarnih koncentracija sastojaka pri kemijskoj ravnoteži o temperaturi, a pri konstantnom tlaku i pretičku zraka na Slici 5.2. i na Slici 5.3.

Slika 5.2 Molarni udjeli sastojaka plinova izgaranja pri  $p=50 \text{ bar}$  i  $\lambda=1,05$ Slika 5.3 Molarni udjeli sastojaka plinova izgaranja pri  $p=100 \text{ bar}$  i  $\lambda=1,43$

Slika 5.4 Molarni udjeli sastojaka plinova izgaranja pri  $p=100$  bar i  $T=2500$  K

Promjena molarnih udjela sastojaka plinova izgaranja pri promjeni pretička zraka, uz konstantan tlak i temperaturu prikazana je dijagramom na Slici 5.4. Do skokovite promjene koncentracije svih sastojaka osim  $H_2O$  i  $CO_2$  dolazi u području pretička zraka od 1,1 do 0,9.

Posebni potprogram izračunava molarne udjele svih 11 sudionika i brzinu promjene molarnog udjela  $NO$  u cilindru motora od početka izgaranja, pa do otvaranja ispušnog ventila. Radi povećanja brzine izvođenja programa ovaj potprogram radi s korakom od  $1^\circ$  stupnja, a ukupna količina nastalog  $NO$  izračunava se numeričkom integracijom. Nakon otvaranja ispušnog ventila iz poznate molne mase izračunava se ukupna masa  $NO$  koja nastaje u cilindru motora po jednom procesu. Osim toga program izračunava i specifičnu količinu dušikovih oksida u  $g/kWh$ .

Budući nisu bili dostupni verificirani podaci o emisiji dušikovih oksida za brodski srednjookretni motor odgovarajuće snage, nije provedena provjera i kalibracija potprograma za izračunavanje emisije dušikovih oksida. Međutim i bez toga program je upotrebljiv za analizu mjera čiji se utjecaj na smanjenje emisije  $NO_x$  istražuje u ovom radu.

## 6. OPIS RAČUNALNOG PROGRAMA

Kako je već ranije naglašeno cilj rada je provesti analizu utjecaja promjene početka ubrizgavanja goriva, ranijeg zatvaranja usisnog ventila i podijeljenog ubrizgavanja goriva na značajke dizelskog motora. Pri tom je naglasak na optimizaciji rada motora s obzirom na energetske učinkovitost i ekološku prihvatljivost. Istraživanja se baziraju na računalnim simulacijama rada brodskoga srednjookretnoga dizelskog motora koji pogoni sinkroni generator. Za potrebe istraživanja razvijen je računalni program prema prethodno opisanom numeričkom modelu dizelskog motora.

Računalni program, kao i svi potprogrami, napisan je u razvojnom okruženju *Code::Blocks* u programskom jeziku **C**. U prvoj fazi razvoja napisan je i velikim brojem simulacija provjeren programski kod za simulaciju rada dizelskog motora primjenom multo-dimenzionalnog modela s jednom zonom. U odnosu na slične programe drugih autora programski kod je nadograđen s nekoliko dodatnih mogućnosti. Nadogradnje programa koje zaslužuju da ih se istakne su:

- mogućnost izvođenja programa u koracima manjim od jednog stupnja (*program je isproban u radu pri koraku od 1,0°; 0,5°; 0,25°; 0,125° i 0,0625°*) zakreta KV,
- promjena kuta zatvaranja usisnog ventila – mogućnost simuliranja rada motora kod kojeg se usisni ventil zatvara prije DMT,
- dogradnja modula s u potpunosti virtualnim turbopunjačem kojim su omogućene simulacije rada motora za koje nije raspoloživo polje značajki turbopunjača,
- kontrola potpunosti izgaranja goriva,
- mogućnost simulacije podijeljenog ubrizgavanja,
- povećana točnost izračunavanja ukupnog rada motora integracijom rada svih cilindara motora.

U potpunosti su izmijenjeni potprogrami za izračun efektivnih površina ventila, određivanje mehaničkih gubitaka, ubrizgane količine goriva u ovisnosti o opterećenju motora, te potprogram koji se odnosi na bilancu topline rashladnika zraka nakon turbopunjača. Omogućen je ispis jednog dijela dobivenih rezultata na zaslon radi neposredne kontrole izvođenja programa, te dodan modul za grafički prikaz rezultata.

Pri razvoju programa primijenjen je modularni princip. Modularnost programa omogućuje bržu i jednostavniju provjeru pojedinih dijelova (*modula*) programa kao i znatno bolju preglednost programa u cjelini. Osim toga modularni pristup razvoju kompleksnog programskog koda omogućuje i relativno jednostavnu nadogradnju modela odnosno programa.



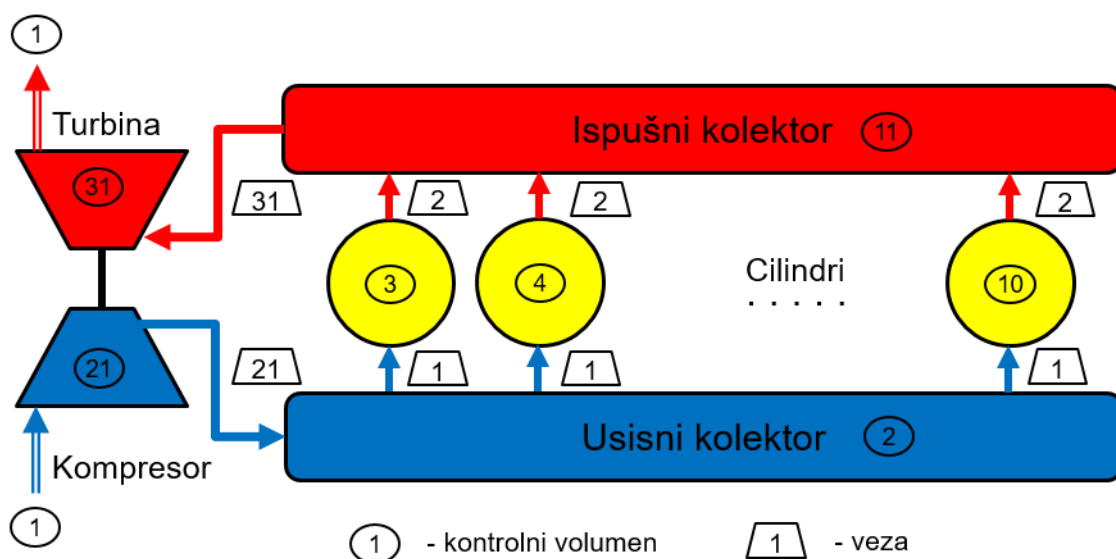
U drugoj fazi razvoja računalnog programa dodani su dijelovi programa koji omogućuju provedbu kvalitetnije analize utjecaja pojedinih parametara na rad motora i na emisiju dušikovih oksida. Praćenje svih značajnih parametara rada motora za dio procesa od trenutka početka ubrizgavanja goriva, pa do trenutka otvaranja ispušnog ventila omogućeno je i pomoću modela s dvije zone. U tom dijelu procesa prate se temperature u zoni svježeg medija i zoni plinova izgaranja kao i nastanak dušikova oksida, te izračunava njegova količina u g/kWh.

Prednosti primijenjenog modela su: jednostavnost, prilagodljivost i zadovoljavajuća točnost dobivenih rezultata usporediva sa znatno složenijim modelima. Pri tom je pojam jednostavnosti računalnog programa relativan, jer u konkretnom slučaju razvijeni računalni program ima nekoliko tisuća linija koda.

Računalni model srednjookretnoga dizelskog motora s turbopunjačem sastoji se od slijedećih podsustava:

- cilindar motora,
- usisnog kolektora,
- ispušnog kolektora,
- turbopunjača,
- rashladnika zraka,
- za ubrizgavanje goriva,
- klipnog mehanizma,
- usisnih i ispušnih ventila s razvodnim mehanizmom.

U opisanom modelu cilindar motora, usisni i ispušni kolektor, kompresor i turbina turbopunjača predstavljaju kontrolne volumene. Strujanje radnog medija iz jednog u drugi kontrolni volumen omogućeno je na način i u trenutku koji je određen vrstom veze koje ih povezuje. Izmjena topline ostvaruje se kroz stijenke kontrolnog volumena. Ako je kontrolni volumen cilindar izmjena topline kroz „granice“ odnosno stijenke odvija se između radnog medija i rashladnog sredstva. Kada je kontrolni volumen usisni ili ispušni kolektor toplina se kroz stijenke izmjenjuje s okolinom. Toplina koja nastaje uslijed trenja u ležajevima uzeta je u obzir pomoću srednjeg tlaka mehaničkih gubitaka koji predstavlja razliku između srednjeg efektivnog i srednjeg indiciranog tlaka. Gubitak topline zračenjem ne prelazi 1% od ukupno dovedene topline, te pri razradi modela nije uzet u obzir.



Slika 6.1 Kontrolni volumeni i veze među njima

Princip označavanja kontrolnih volumena i veza među njima prikazan je na Slici 6.1. Kontrolni volumeni koji predstavljaju cilindre označeni su brojevima od 3 do 10, okolina je označena s brojem 1, usisni kolektor s brojem 2, odnosno kako je to prikazano na slici. Tip veze koja povezuje dva kontrolna volumena označen je također brojem. Na primjer svi cilindri povezani su sa usisnim kolektorom vezom *Tip: 1* koja predstavlja usisne ventile a s ispušnim kolektorom vezom *Tip: 2* koji se odnosi na ispušne ventile.

Uobičajeno je da se uvid u strukturu računalnog programa daje u formi dijagrama toka. Dijagram toka pruža uvid u strukturu i slijed izvođenja pojedinih dijelova programa od unosa podataka do postizanja konvergencije rezultata i ispisa svih podataka u datoteke, te prikaza rezultata na zaslonu računala. Dijagram toka koji je dat u "**Prilogu A - dijagram toka**" daje pojednostavljeni uvid u cjeloviti algoritam računalnog programa koji se koristi pri simulacijama rada dizelskog motora pomoću numeričkog modela koji je ranije opisan.

## 7. VALIDACIJA MODELA

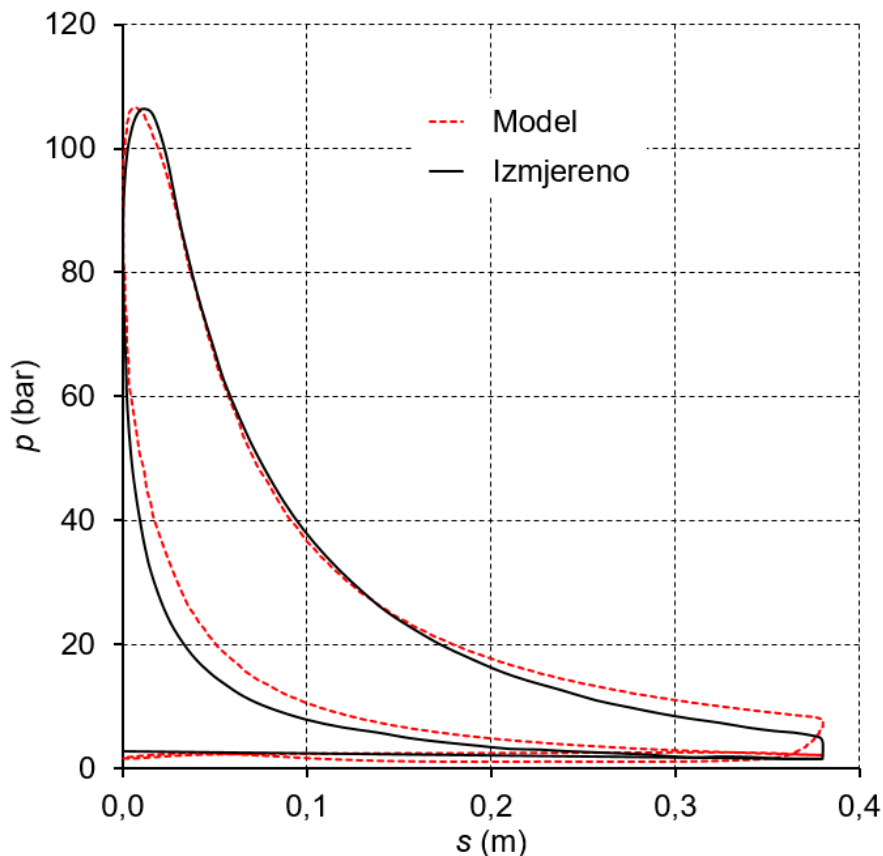
Za validaciju modela korišteni su dostupni podaci o radu tri po snazi, broju cilindara i drugim značajkama različita brodska srednjookretna dizelska motora namijenjena za pogon sinkronih generatora. Za motor proizvođača MAN Diesel & Turbo 7L27/38 nazivne snage 2310 kW kao izvor podataka korištena su mjerenja na brodu u eksploataciji (*indikatorski dijagram*), a za motor Wärtsilä W12V50DF nazivne snage 11700 kW, mjerenja za vrijeme probnih plovidbi i podaci proizvođača. Za motor proizvođača Wärtsilä W6L46F nazivne snage 7200 kW korišteni su podaci iz publikacija proizvođača za kalibraciju modela i definiranje *osnovnog modela*. Osnovni model koristi se kao ishodište za analizu utjecaja pojedinih mjera na specifičnu potrošnju goriva i emisiju NO<sub>x</sub>. U nastavku su prikazane usporedbe dostupnih podataka o radu motora s podacima dobivenim primjenom numeričkog modela.

### 7.1. Provjera modela usporedbom indikatorskih dijagrama

Podaci o motoru, čiji je zatvoreni indikatorski dijagram dobiven mjerenjem tlaka u cilindru u stvarnim radnim uvjetima dizelskog motora pri pogonu sinkronog generatora na brodu, dati su u Tab. 7.1.

Tab. 7.1 Osnovni podaci o motoru MAN 7L27/38 (*Izvor: [93]*)

Promjer cilindra	270 mm
Hod klipa	380 mm
Broj ventila po cilindru	2 usisna i 2 ispušna ventila
Promjer usisnih / ispušnih ventila	90 mm / 86 mm
Broj i kofiguracija cilindara	7 cilindara, u liniji
Brzina vrtnje	720 min <sup>-1</sup>
Srednja brzina klipa	9,1 ms <sup>-1</sup>
Najveća trajna snaga motora	2310 kW
Srednji efektivni tlak	25,3 bar
Broj turbopunjača	1
Tip turbopunjača	MAN TCR20



Slika 7.1 Zatvoreni indikatorski dijagrami motora MAN 7L27/38

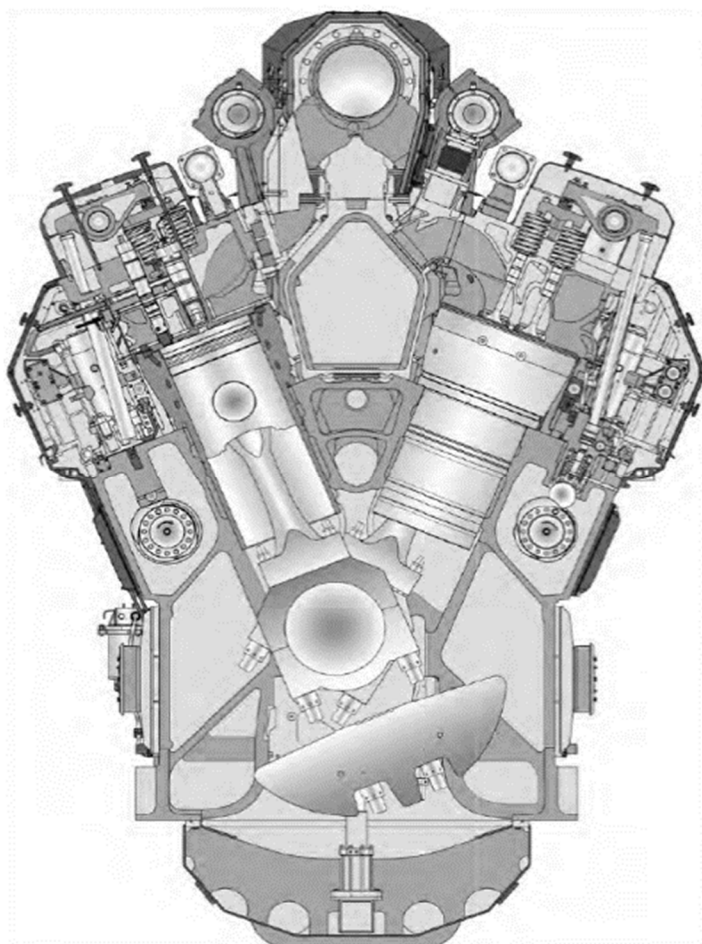
Usporedbom indikatorskih dijagrama vidljiva su izraženija odstupanja u niskotlačnom dijelu procesa dok su odstupanja u visokotlačnom dijelu procesa znatno manja. Uz napomenu da su podaci o tlaku u cilindru dobiveni digitalizacijom indikatorskog dijagrama, jer nisu bili dostupni numerički podaci.

## 7.2. Provjera modela usporedbom simuliranih i izmjerenih parametara

Prilikom razvoja i provjere računalnog programa u najvećoj mjeri su korišteni podaci broskog srednjookretnoga dizelskog motora W12V50DF proizvođača Wärtsilä. Jedan od glavnih razloga za to je dostupnost podatak s probnih plovidbi broda za prijevoz LNG s dizel-električnom propulzijom. Iako ovaj motor može koristiti osim tekućeg i plinovito gorivo svi podaci korišteni pri provjeri modela dobiveni su pri radu motora na HFO (eng. HFO - *heavy fuel oil*) teško tekuće gorivo.

Tab. 7.2 Osnovni podaci o motoru Wärtsilä 12V50DF (Izvor: [94])

Promjer cilindra	500 mm
Hod klipa	580 mm
Broj ventila po cilindru	2 usisna i 2 ispušna ventila
Promjer usisnih / ispušnih ventila	165 mm / 160 mm
Broj i konfiguracija cilindara	12 cilindara, V kut 45°
Brzina vrtnje	514 min <sup>-1</sup>
Srednja brzina klipa	9,9 ms <sup>-1</sup>
Najveća trajna snaga motora	11700 kW
Srednji efektivni tlak	20 bar
Broj turbopunjača	2
Tip turbopunjača	ABB TPL71-C



Slika 7.2 Poprečni presjek motora Wärtsilä 12V50DF (Izvor: [94])

U nastavku slijede tabelarni prikazi značajki rada motora prema podacima proizvođača motora i prema podacima prikupljenim za vrijeme probnih plovidbi LNG broda prije isporuke naručiocu (*detaljni podaci o brodu poznati autoru*).

Tab. 7.3 Podaci o radu motora Wärtsilä 12V50 DF (*Izvor: [94]*)

<b>Opterećenje motora</b>	<b>50%</b>	<b>75%</b>	<b>100%</b>	
<b>Efektivna snaga motora</b>	5850	8775	11700	kW
<b>Specifična potrošnja goriva</b>	196	187	189	g/kWh
<b>Najveći tlak u cilindru</b>	-	-	-	bar
<b>Temp. isp. plinova nakon TP</b>	337	336	352	°C
<b>Protok ispušnih plinova</b>	13,9	18,4	23,0	kg/s

Tab. 7.4 Podaci o radu motora Wärtsilä 12V50 DF (*Izvor: probne plovidbe*)

<b>Opterećenje motora</b>	<b>40%</b>	<b>50%</b>	<b>71%</b>	
<b>Efektivna snaga motora</b>	4680	5850	8307	kW
<b>Specifična potrošnja goriva*</b>	199	197	190	g/kWh
<b>Najveći tlak u cilindru</b>	70	83	107	bar
<b>Temp. isp. plinova nakon TP</b>	412	392	359	°C

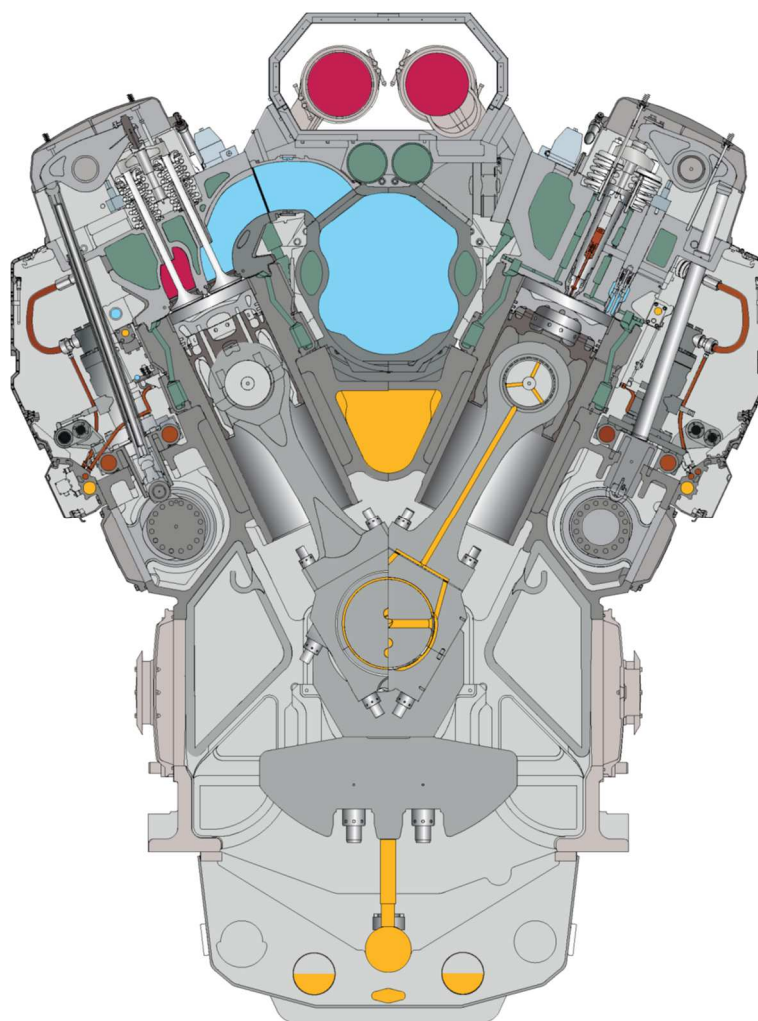
\* Specifična potrošnja goriva u odnosu na aktivnu snagu električne energije koju daje generator.

Svi navedeni podaci odnose se na rad motora pri pogonu sinkronog generatora. Pored generatora motor pogoni: pumpu ulja, pumpe vode nisko i visoko temperaturnog rashladnog (*kruga*) sustava. S obzirom na raspoložive podatke simulacija rada u stacionarnim uvjetima motora je provedena za pet različitih radnih točki u rasponu od 40% do 100% od nazivne snage motora.

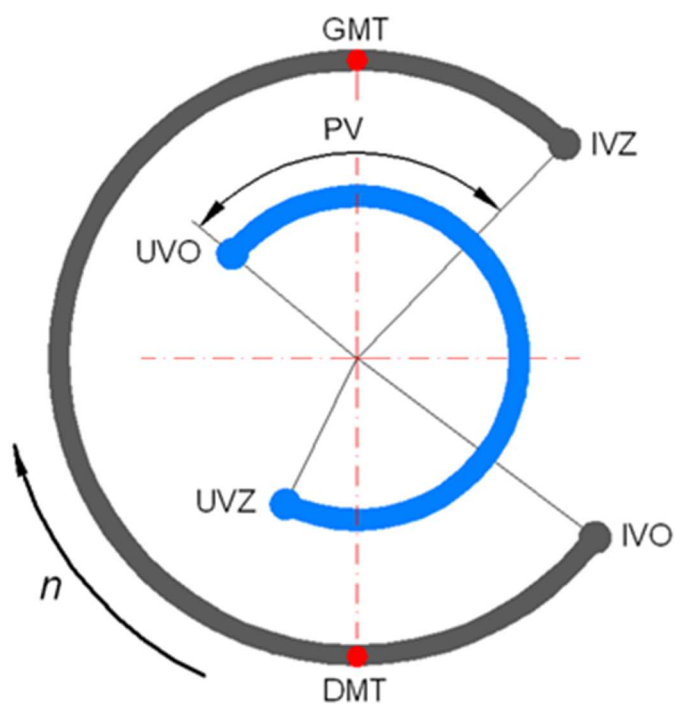
Kalibracija modela provedena je na temelju raspoloživih podataka za motor W12V46F, te je tako prilagođen model korišten za simulaciju rada motora W12V50DF bez dodatnih prilagodbi. U nastavku dat je tabelarni prikaz osnovnih podataka o motoru koji je korišten za kalibraciju modela. Razvodni dijagram „osnovnog“ motora konstruiran je prema raspoloživim podacima o kutovima otvaranja odnosno zatvaranja usisnih i ispušnih ventila dizelskog motora W6L46.

Tab. 7.5 Osnovni podaci o motoru Wärtsilä 12V46F (Izvor: [95])

Promjer cilindra	460 mm
Hod klipa	580 mm
Broj ventila po cilindru	2 usisna i 2 ispušna ventila
Promjer usisnih / ispušnih ventila	170 mm / 167 mm
Broj i konfiguracija cilindara	12 cilindara, u „V“
Brzina vrtnje	600 min <sup>-1</sup>
Srednja brzina klipa	11,6 ms <sup>-1</sup>
Najveća trajna snaga motora	14400 kW
Srednji efektivni tlak	24,9 bar
Broj turbopunjača	2
Tip turbopunjača	ABB TPL71-C



Slika 7.3 Poprečni presjek motora Wärtsilä 12V46F (Izvor: [95])

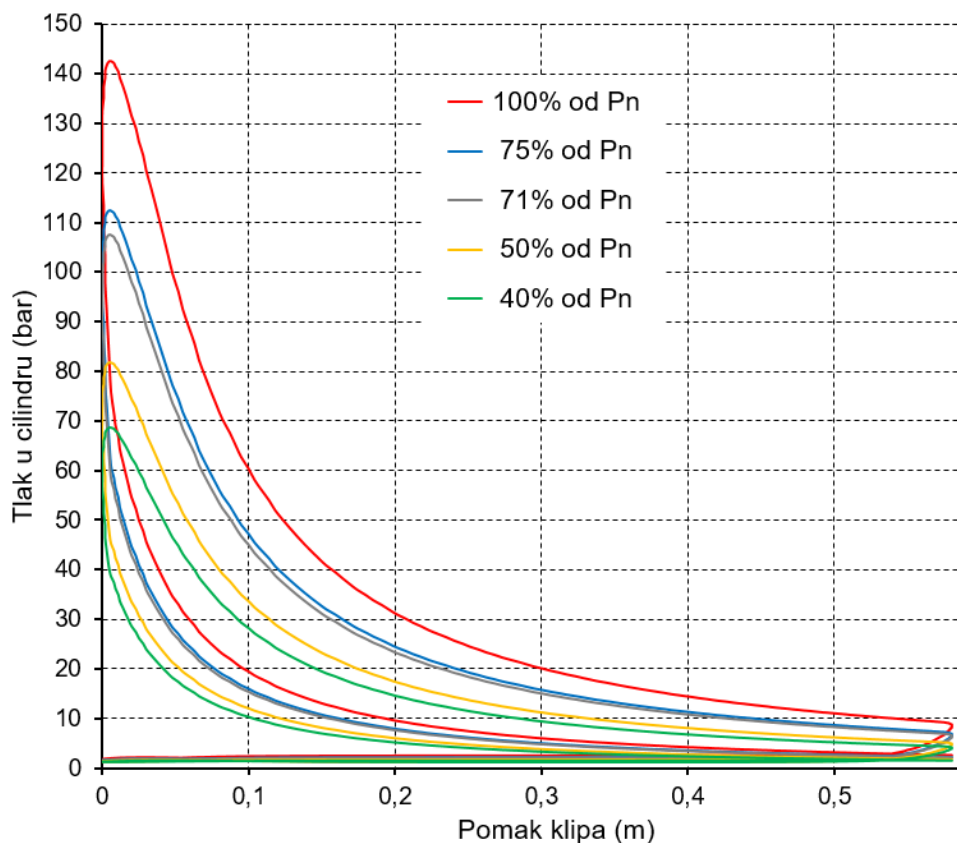
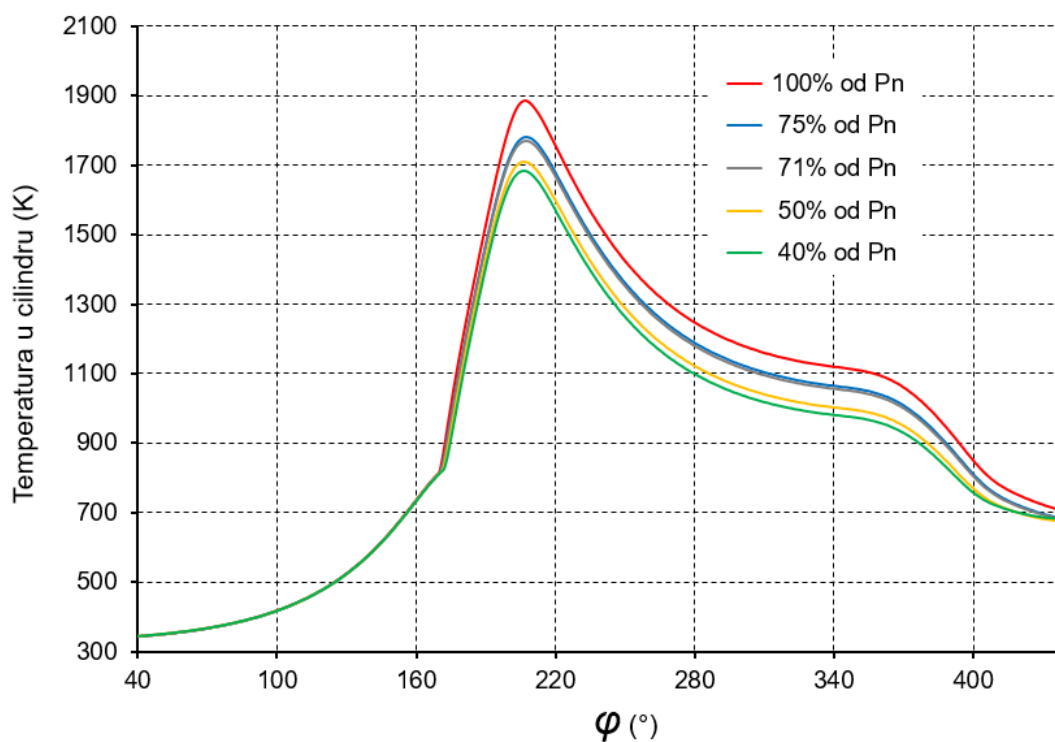


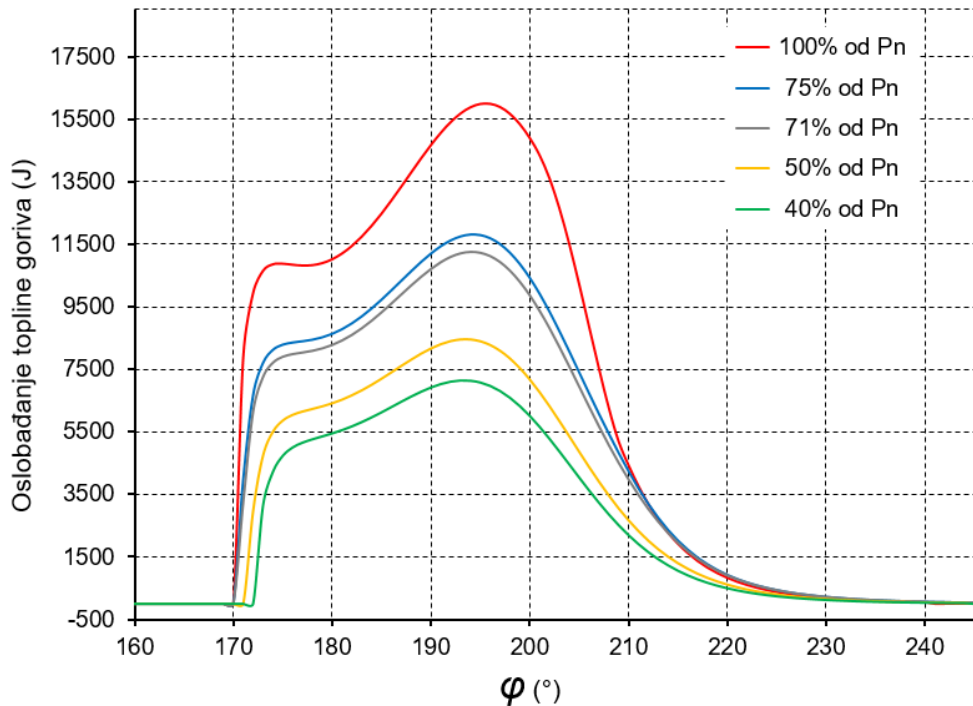
Slika 7.4 Razvodni dijagram „osnovnog“ motora

Kut otvaranja ispušnog ventila:	IVO	53° prije DMT
Kut zatvaranja ispušnog ventila:	IVZ	44° nakon GMT
Kut otvaranja usisnog ventila:	UVO	50° prije GMT
Kut zatvaranja usisnog ventila:	UVZ	26° nakon DMT
Kut „prekrivanja“ ventila:	PV	94°

Razvodni dijagram "osnovnog" motora s naznačenim kutovima otvaranja i zatvaranja usisnih i ispušnih ventila prikazan je na Slici 7.4. Pri tom se oznake UVO i IVO odnose na početak otvaranja ventila, a UVZ i IVZ na kut pri kojem su ventili zatvoreni.

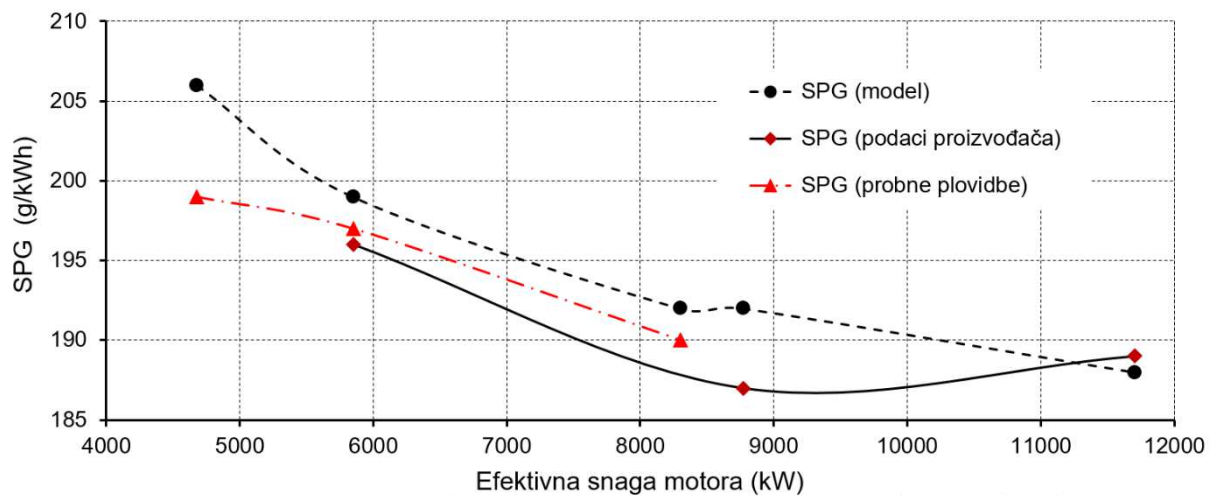


Slika 7.5 Zatvoreni indikatorski dijagram pri različitim opterećenjima motora (*model*)Slika 7.6 Temperatura u cilindru pri različitim opterećenjima motora (*model*)

Slika 7.7 Brzina oslobađanja topline u ovisnosti o kutu zakreta KV (*model*)

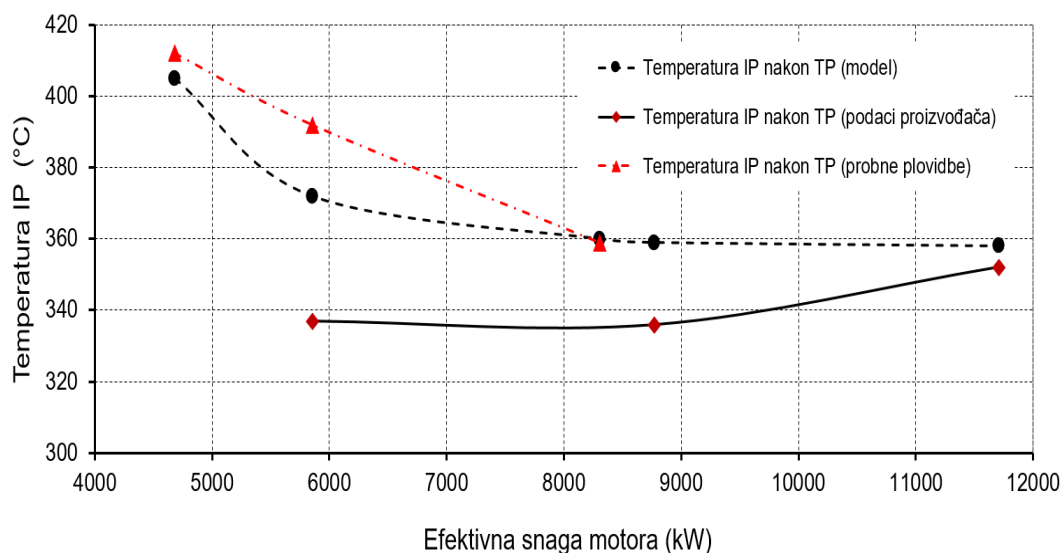
Na tri prethodne slike prikazani su dijagrami: tlak u cilindru – kut KV, temperatura u cilindru – kut KV i brzine oslobađanja topline – kut KV, za različita opterećenja motora.

Provjera modela provedena je usporedbom podataka za specifičnu potrošnju goriva, najveći tlak u cilindru i temperaturu ispušnih plinova, koji su dobiveni od proizvođača i izvještaja s probnih plovidbi, s rezultatima računalnih simulacija motora. Pri tom su obrađeni podaci za pet radnih točaka rada motora u rasponu od 40% do 100% od nazivne snage motora.



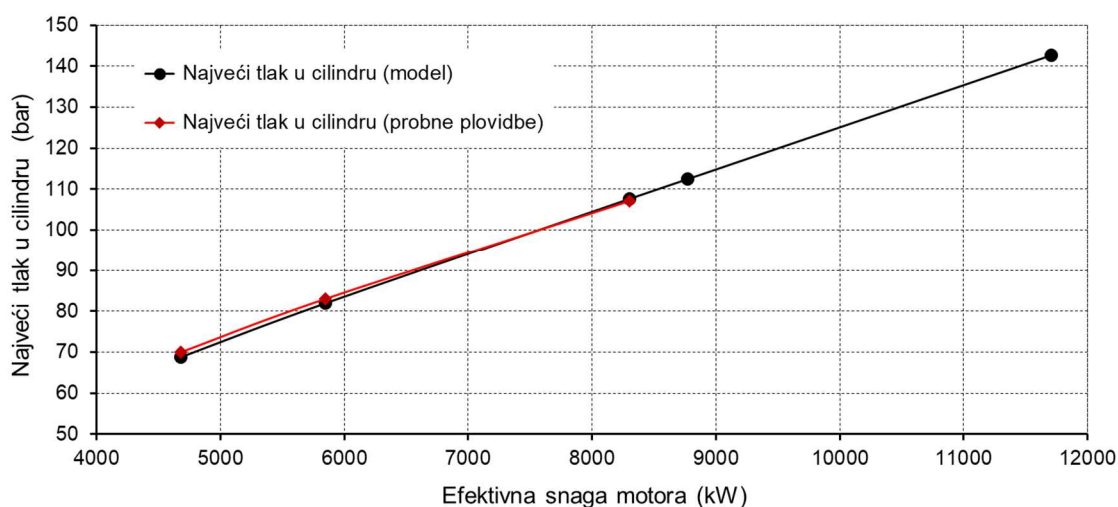
Slika 7.8 Usporedba specifične potrošnje goriva

Iz dijagrama je vidljivo je da se najveće odstupanje javlja kod 40% opterećenja motora, te da apsolutno približno iznosi 7 g/kWh, odnosno 3,5%. Dok je najmanja razlika između podataka o potrošnji goriva s probnih plovidbi i onih dobivenih simulacijom u području od 50% do 71% opterećenja. U tom rasponu opterećenja apsolutna razlika ne prelazi 2 g/kWh odnosno 1,0 %.



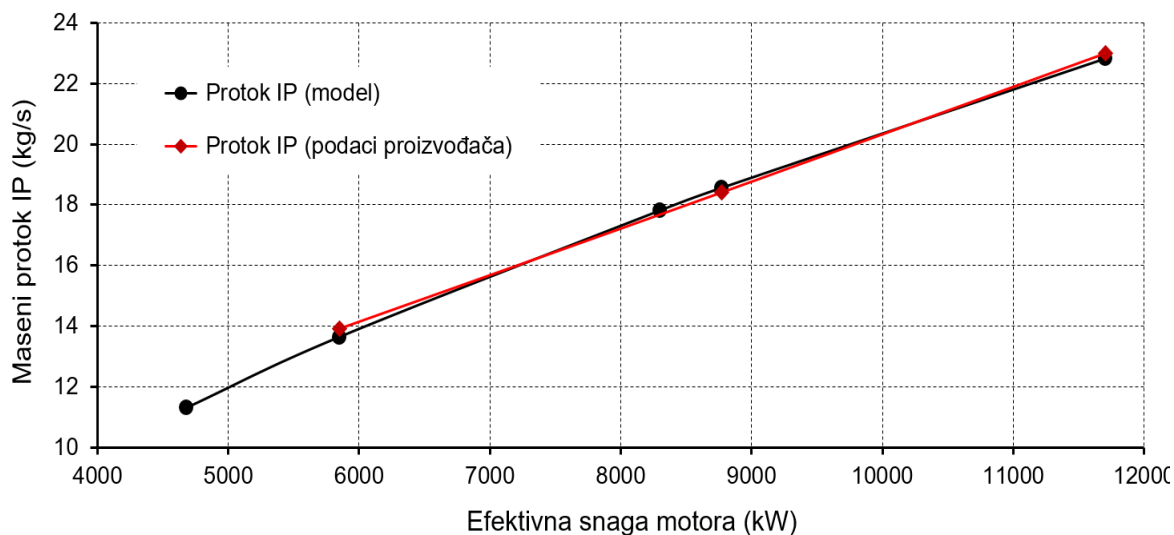
Slika 7.9 Usporedba temperatura ispušnih plinova nakon TP

Iz dijagrama je vidljivo je da se najveće odstupanje javlja kod 50% opterećenja motora, te da apsolutno iznosi 35°C, odnosno 10,4%. Odstupanje za istu radnu točku pri usporedbi podataka s probnih plovidbi i onih dobivenih simulacijom iznosi 20°C, odnosno 6,8%. Pri punom opterećenju motora razlika u temperaturi ispušnih plinova nakon puhalo iznosi svega 6°C odnosno 1,7%.



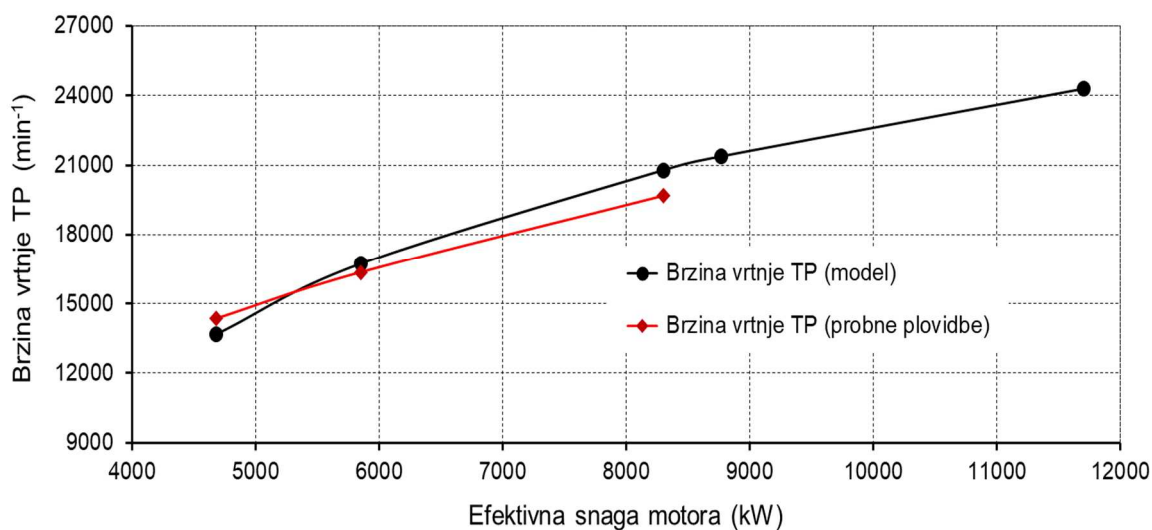
Slika 7.10 Usporedba najvećeg tlaka u cilindru za različita opterećenja motora

Iz usporedbe najvećih tlakova koji se javljaju u cilindru pri opterećenju motora 40%, 50% i 71% od nazivne snage vidljivo je da su odstupanja vrlo mala i ne prelaze u apsolutnom iznosu 1 bar. Pri tom je potrebno napomenuti da je kod podataka o tlakovima s probnih vožnji navedena prosječna vrijednost tlaka koja predstavlja aritmetičku srednju vrijednost tlaka za svih 12 cilindara motora.



Slika 7.11 Usporedba masenog protoka IP za različita opterećenja motora

Iz dijagrama je vidljivo da su odstupanja u masenom protoku ispušnih plinova vrlo mala, odnosno da su vrijednosti dobivene računalnom simulacijom gotovo identične vrijednostima koje daje proizvođač motora.



Slika 7.12 Usporedba brzine vrtnje TP za različita opterećenja motora

Na temelju prezentiranih rezultata opravdano je bilo očekivati mala odstupanja u brzini vrtnje rotora turbopunjača, a to potvrđuje i grafički prikaz na Slici 7.12.

Opisani nultodimenzionalni model 4 taktnog broskog dizelskog motora razvijen je s ciljem provedbe istraživanja utjecaja kuta početka ubrizgavanja goriva, ranijeg zatvaranja usisnog ventila, podijeljenog ubrizgavanja i povećanih tlakova prednabijanja na značajke motora kao što je specifična potrošnja goriva, emisija dušikovih oksida i temperatura ispušnih plinova nakon TP. Model je prvenstveno namijenjen simulacijama rada 4 taktnih dizelskih motora u stacionarnim uvjetima rada, no modularnost programa omogućuje njegovu relativno jednostavnu prilagodbu ne stacionarnim uvjetima rada kao i simulaciji rada 2 taktnih sporookretnih brodskih dizelskih motora.

Ostvareni rezultati s obzirom na mogućnosti analize rada motora i točnost u potpunosti zadovoljavaju i omogućuju provedbu planiranog istraživanja. Tim više što dobiveni rezultati i njihova usporedba s podacima proizvođača kao i podacima dobivenim prilikom probnih plovidbi pokazuju relativno mala odstupanja.

Posebno je potrebno istaknuti vrlo mala odstupanja pri usporedbi najvećih tlakova u cilindru motora, masenog protoka ispušnih plinova kao i u slučaju specifične potrošnje goriva. Nešto veća odstupanja zabilježena su kod temperature ispušnih plinova.

Iz svega navedenog proizlazi da prikazani i provjereni numerički model predstavlja solidan temelj za nastavak istraživanja na ovom području, te da relativna jednostavnost modela nema značajniji utjecaj na točnost rezultata. U drugoj fazi program je nadograđen s potprogramima koji omogućuju podjelu prostora izgaranja u dvije zone i praćenje promjena u emisiji dušikovih oksida. Time su ispunjeni svi preduvjeti za korištenje navedenog programa kao alata za provedbu planiranih istraživanja.

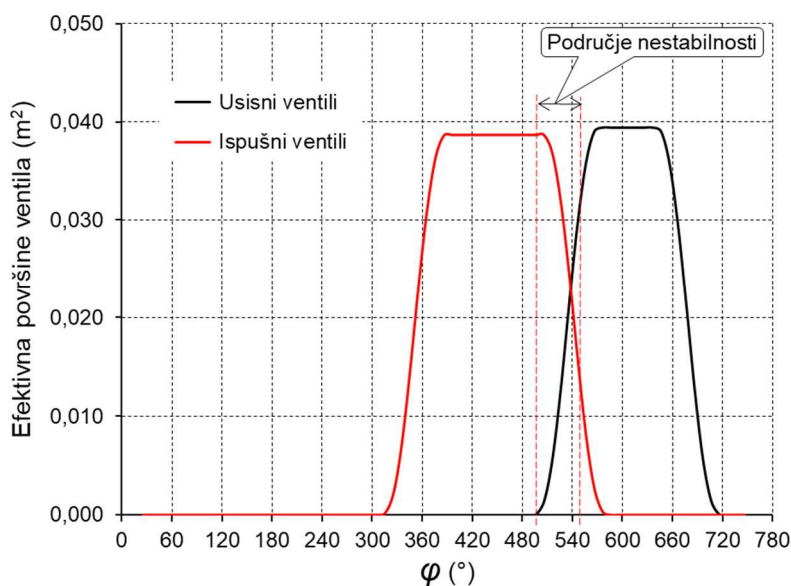
Dobiveni rezultati odnosno odstupanja pojedinih parametara u radu motora u odnosu na podatke dobivene iz ranije navedenih izvora su i više nego zadovoljavajući s obzirom na stupanj složenosti korištenog numeričkog modela. Time je potvrđena primjenjivost modela za potrebe istraživanja s ciljem optimizacije broskog dizelskog motora. Potrebno je istaknuti da model nakon početne kalibracije nije mijenjan niti su rađene dodatne prilagodbe za pojedini motor.

### 7.3. Otklanjanje nestabilnosti pri radu programa

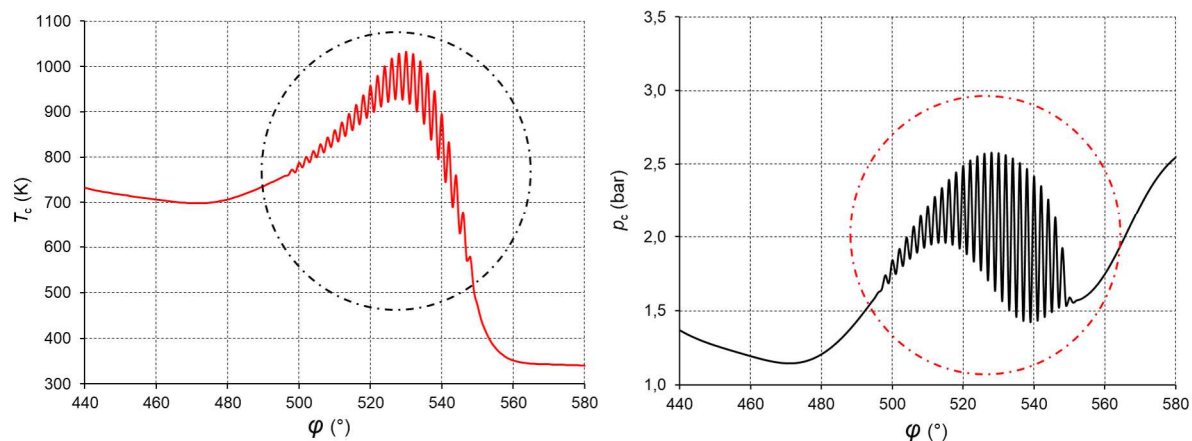
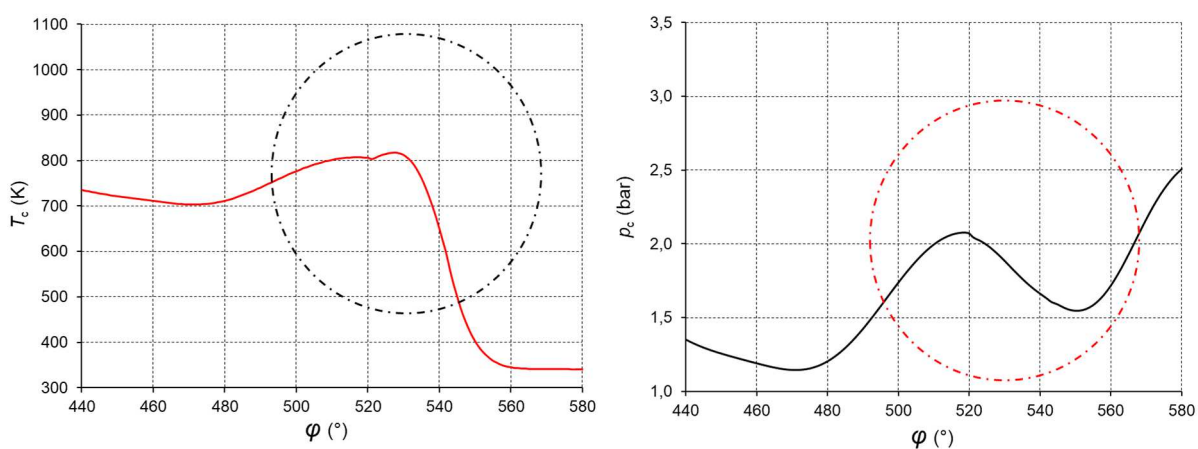
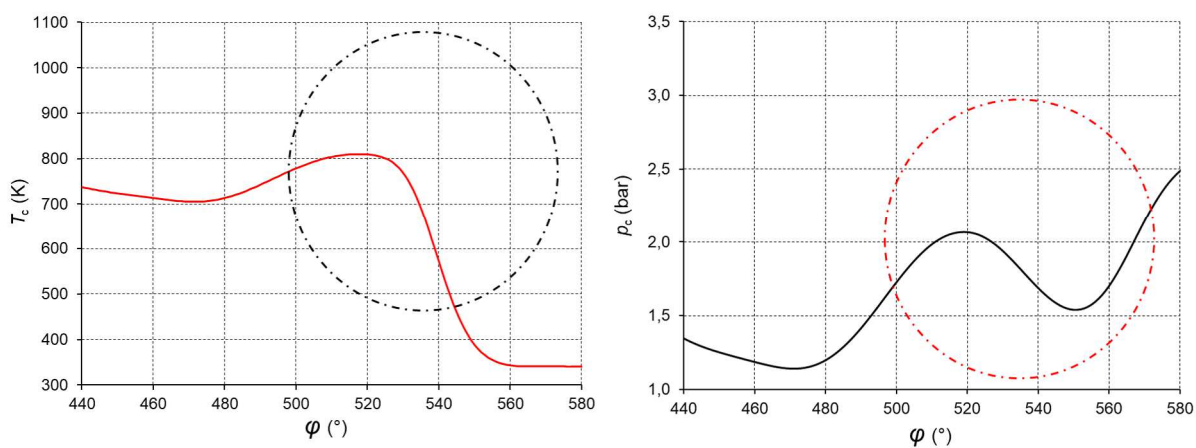
Prilikom analize dobivenih rezultata, koji se odnose na stanje medija u cilindru za vrijeme prekrivanja ventila, primijećene su neuobičajene oscilacije temperature i tlaka. Daljnjom analizom utvrđeno je da do navedenih oscilacija dobivenih vrijednosti dolazi jer numerički model podrazumijeva da ne dolazi do promjene tlaka u kontrolnom volumenu u promatranom trenutku vremena odnosno trenutnom položaju koljenastog vratila. Numeričkim modelom za svaki korak izračunava se temperatura u kontrolnom volumenu uz ranije spomenutu pretpostavku.

Prilikom prekrivanja ventila ispušni plinovi prestrujavaju iz cilindra u ispušni kolektor, a istovremeno u cilindra prestrujava svježiji medij iz usisnog kolektora, te uslijed toga dolazi do promjene, mase, temperature i tlaka medija u cilindru. Područje u kojem dolazi do opisane pojave prikazano je na Slici 7.13. Promjena temperature i tlaka u cilindru pri koraku od  $1,0^\circ$ ,  $0,5^\circ$  i  $0,25^\circ$  zakreta koljenastog vratila prikazana je na slikama 7.14 do 7.16. Pri tom je vidljivo znatno smanjenje oscilacija temperature i tlaka nakon što je korak smanjen na  $0,5^\circ$ , dok pri koraku od  $0,25^\circ$  oscilacije temperature i tlaka više nisu vidljive na grafičkim prikazima.

Brojnim simulacijama pri različitim opterećenjima motora potvrđeno je da korak od  $0,25^\circ$  KV daje optimalne rezultate i s obzirom na brzinu konvergencije pri zadanom odstupanju u odnosu na vrijednosti iz prethodnog ciklusa manjem od 0,1%. Pri tom je prosječno vrijeme izvođenja programa približno 2 sekunde na PC računalu s procesorom takta od 3 GHz.



Slika 7.13 Prikaz prekrivanja ventila s naznačenim područjem nestabilnosti

Slika 7.14. Promjena temperature i tlaka u cilindru za korak integracije od  $1^\circ$ Slika 7.15. Promjena temperature i tlaka u cilindru za korak integracije od  $0,5^\circ$ Slika 7.16. Promjena temperature i tlaka u cilindru za korak integracije od  $0,25^\circ$

## 8. OPTIMIZACIJA RADA DIZELSKOG MOTORA

Radi ostvarenja postavljenog cilja optimizacije rada dizelskog motora pri pogonu sinkronog generatora u sustavu električne propulzije broda u nastavku će se istražiti utjecaj tri mjere za smanjenje emisije NO<sub>x</sub> na specifičnu potrošnju goriva i temperaturu ispušnih plinova. Istraživanje primijenjenih mjera provedeno je pojedinačno u tri faze.

U prvoj fazi pomoću numeričkog modela istražen je utjecaj kasnijeg početka ubrizgavanja goriva. Pri tom je kao ishodište korišten osnovni motor kod kojeg najmanja SPG ostvarena za kut početka ubrizgavanja goriva  $\varphi_{PU}$  od 12° prije GMT pri 50%, 75% i 100% opterećenja motora.

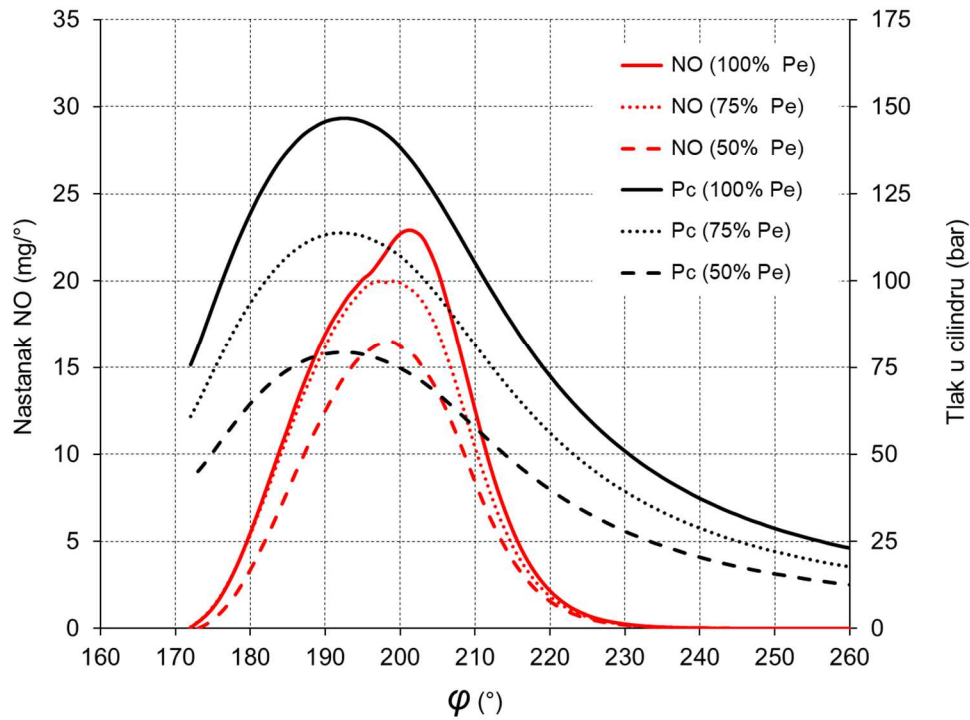
Utjecaj ranijeg zatvaranja usisnog ventila istražen je u drugoj fazi na istom osnovnom motoru pri čemu je usisni ventil zatvaran ranije nego kod osnovnog motora u tri koraka od po 20° kuta zakreta koljenastog vratila. Rad motora je simuliran kao i u prethodnom slučaju u tri radne točke pri stacionarnim uvjetima.

Istraživanje utjecaja podijeljenog ubrizgavanja na emisiju NO<sub>x</sub>, specifičnu potrošnju goriva i temperaturu ispušnih plinova proveden je u trećoj fazi, pri radu motora u stacionarnim uvjetima. Kao i u prethodnim istraživanjima rad motora je simuliran numeričkim modelom za tri radne točke.

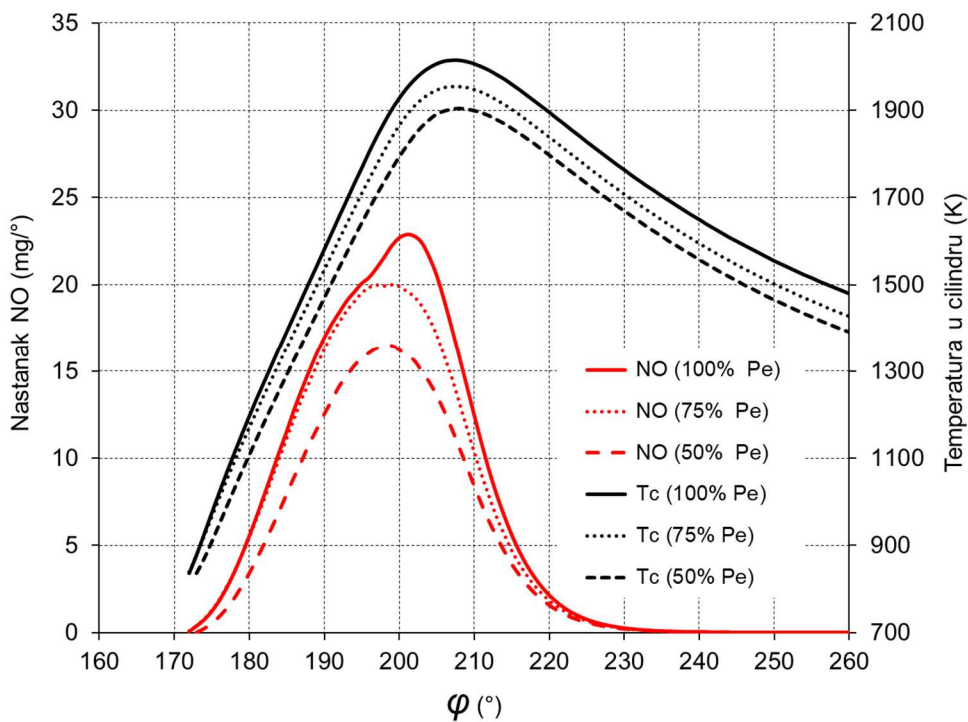
Promjena tlaka i srednja vrijednost temperature u cilindru i nastanak NO u ovisnosti o trenutnom položaju klipa odnosno kutu zakreta koljenastog vratila prikazani su na slici 8.1. i 8.2. Prema slici 8.1. kod 100% opterećenja vršna vrijednost brzine nastanka NO nastupa približno 10° nakon što je postignuta najveća vrijednost za tlak u cilindru, a kod manjih opterećenja to zaostajanje se smanjuje. Dok prema slici 8.2. pri 100% opterećenja vršna vrijednost brzine nastanka NO nastupa približno 10° prije nego je postignuta najveća vrijednost za tlak u cilindru, a kod manjih opterećenja razlika se povećava.

Kod primjenjenog numeričkog modela najveći utjecaj na brzinu i količinu nastalog NO ima temperatura u zoni plinova izgaranja (ZPI) koja je u početku izgaranja znatno veća od srednje temperature radnog medija u cilindru. Utjecaj temperature u zoni plinova izgaranja na brzinu nastanka NO prikazan je na slici 8.3. Iz slike je vidljivo da najveća temperatura u zoni plinova izgaranja prethodi najvećoj brzini nastanka NO.

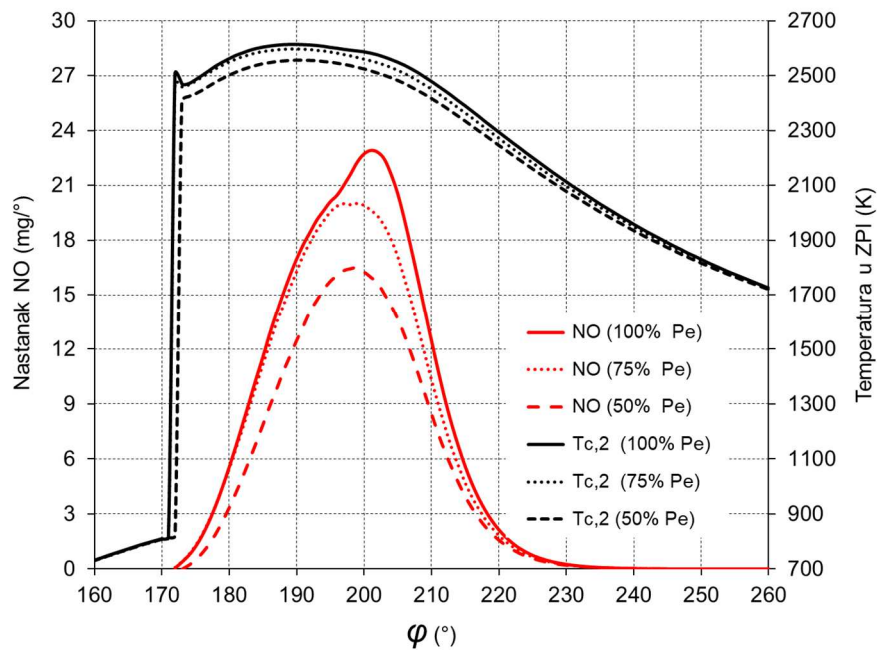




Slika 8.1. Promjena tlaka i brzine nastanka NO u cilindru

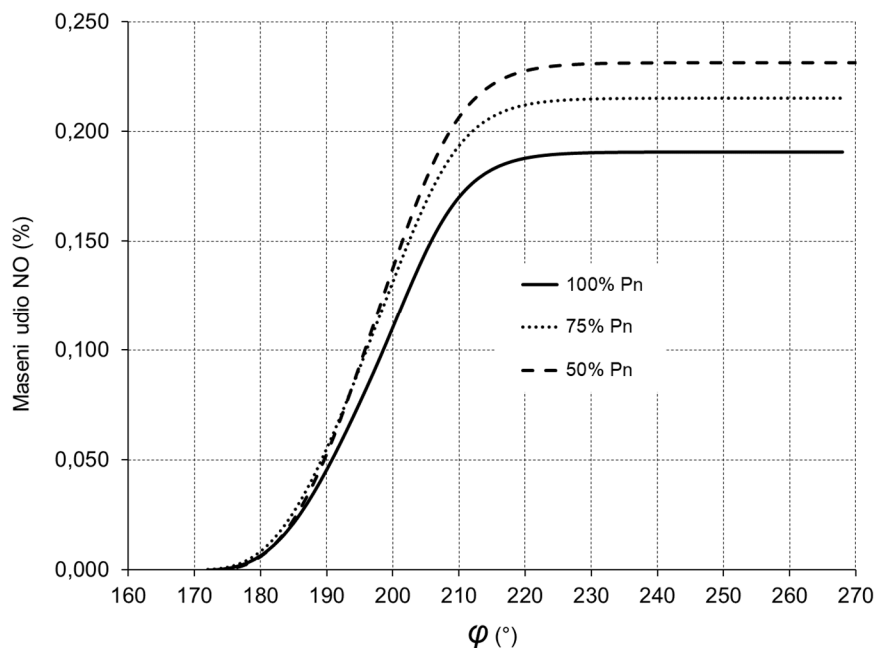


Slika 8.2. Promjena srednje temperature i brzine nastanka NO u cilindru



Slika 8.3. Promjena temperature u ZPI i brzina nastanka NO u cilindru

Analizom simulacijom dobivenih numerčkih vrijednosti proizlazi da tvorba i razgradnja NO prestaje približno  $60^\circ$  nakon GMT, odnosno koncentracija NO se ne mijenja nakon što se temperatura u zoni plinova izgaranja smanji na vrijednost od približno 1900 K. Promjena masenog udjela NO za vrijeme procesa izgaranja u cilindru prikazana je na Slici 8.4.



Slika 8.4. Promjena masenog udjela NO u cilindru motora

## 8.1. Promjena kuta početka ubrizgavanja

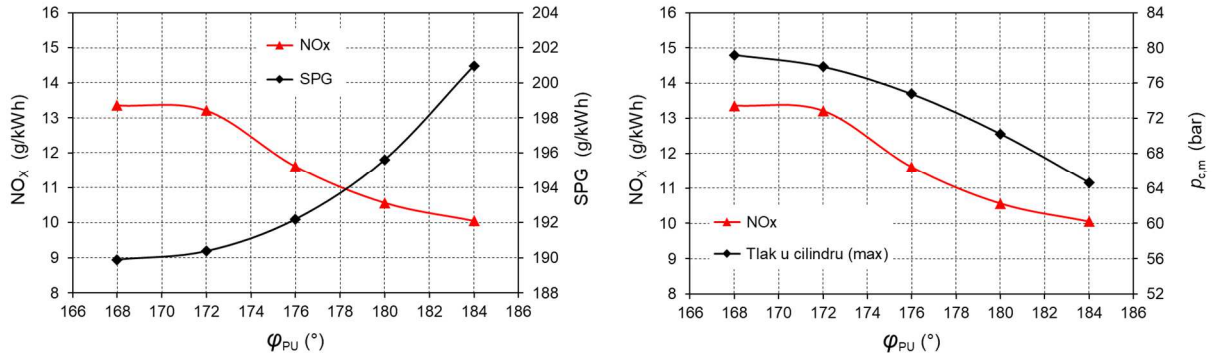
Prilikom konstruiranja i podešavanja rada motora potrebno je obratiti pozornost na ispravno podešavanje trenutka odnosno kuta početka ubrizgavanja goriva u cilindar. Kut početka ubrizgavanja goriva kod kojeg će motor imati najveću učinkovitost ovisi o brzini vrtnje motora, opterećenju motora i svojstvima goriva koja utječu na zakašnjenje paljenja. Promjena kuta početka ubrizgavanja goriva dovodi do promjena u radu motora pri čemu se mijenja moment (*snaga*), potrošnja goriva, količina nastalih dušikovih oksida kao i temperature ispušnih plinova.

Kako bi se istražio utjecaj kasnijeg ubrizgavanja goriva na SPG, nastanak NO<sub>x</sub>, tlak i temperaturu u cilindru, te temperaturu ispušnih plinova, simuliran je rad motora pri 50%, 75% i 100% opterećenja. Kod 50% opterećenja motor daje snagu od 600 kW po cilindru, pri 75% 900 kW po cilindru, a pri punom opterećenju 1200 kW po cilindru. Za sva tri slučaja opterećenja kut početka ubrizgavanja pomican je u koracima od po 4° prema kasnijem početku ubrizgavanja. Kao referentni kut početka ubrizgavanja odabran je kut od 12° prije GMT pri kojem osnovni motor postiže najveću učinkovitost odnosno najmanju SPG. Svi podaci o tlaku, temperaturi, SPG i emisiji NO<sub>x</sub> dobiveni simulacijom rada osnovnog motora predstavljaju referentne vrijednosti.

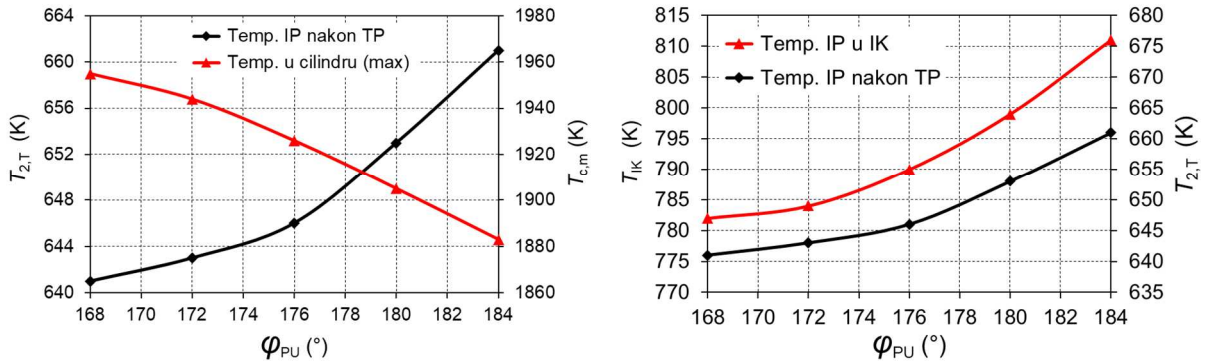
Radi usporedbe numeričkih vrijednosti pojedinih parametara rada motora dobivenih simulacijom izračunate su relativne promjene u odnosu na referentne vrijednosti. Time je omogućeno praćenje trenda promjene analiziranih parametara (*posebno emisije NO<sub>x</sub>*) čime je bitno umanjen nedostatak eksperimentalnih podataka o emisiji NO<sub>x</sub> potrebnih za kalibraciju modela nastanka NO.

Budući su u nastavku prikazani i dijagrami u kojima je emisija dušikovih oksida data i u g/kWh, radi usporedbe s gornjim dopuštenim vrijednostima emisija NO<sub>x</sub>, na Slici 5.1. dat je primjer određivanja najveće dopuštene emisije NO<sub>x</sub>. U konkretnom slučaju za brodski dizelski motor nazivne brzine vrtnje 600 min<sup>-1</sup> emisija NO<sub>x</sub> u područjima kontrole emisije na koja se primjenjuje Razred III ne smije biti veća od 2,5 g/kWh, dok se za sva ostala područja dopušta do 10,1 g/kWh.

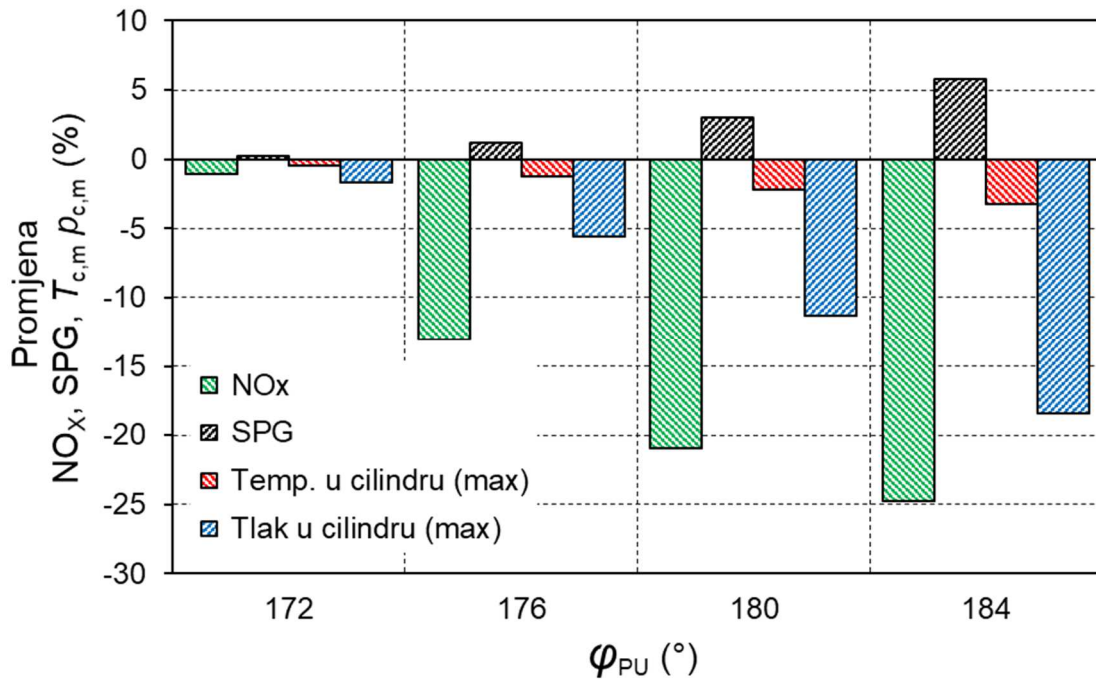
### 8.1.1. Utjecaj promjene kuta početka ubrizgavanja kod 50% $P_n$



Slika 8.5. Utjecaj promjene kuta  $\varphi_{PU}$  na emisiju  $NO_x$ , SPG i  $p_{c,m}$  kod 50%  $P_n$

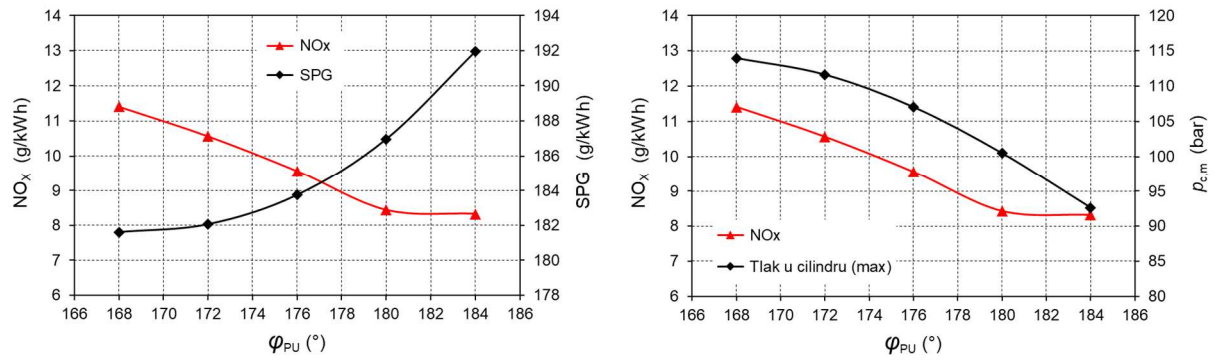


Slika 8.6. Utjecaj promjene  $\varphi_{PU}$  na  $T_{2,T}$ ,  $T_{c,m}$ ,  $T_{1K}$  kod 50%  $P_n$

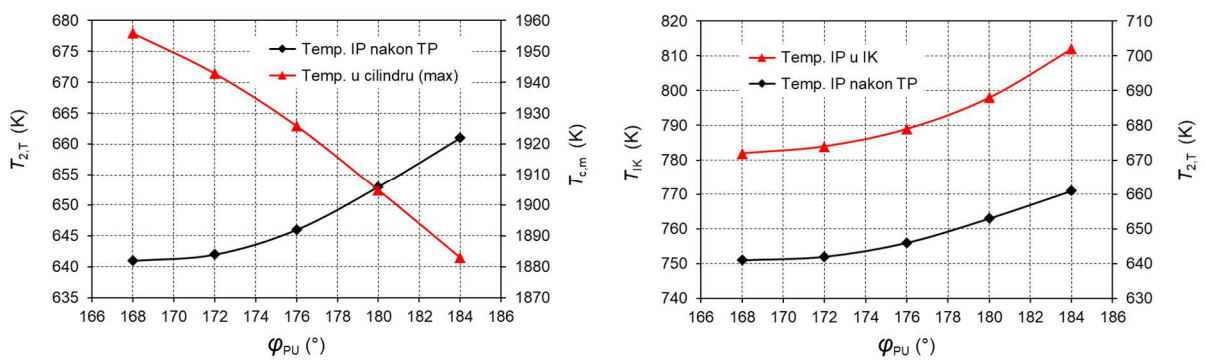


Slika 8.7. Utjecaj  $\varphi_{PU}$  na promjenu  $NO_x$ , SPG,  $T_{c,m}$ ,  $p_{c,m}$  kod 50%  $P_n$

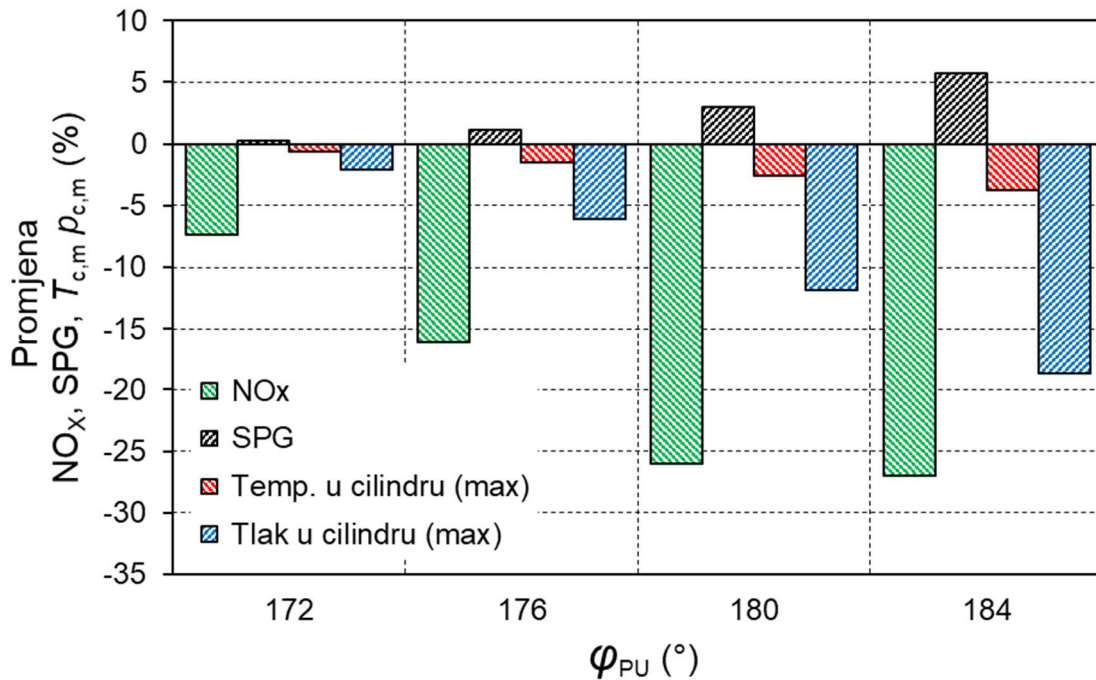
### 8.1.2. Utjecaj promjene kuta početka ubrizgavanja kod 75% $P_n$



Slika 8.8. Utjecaj promjene  $\varphi_{PU}$  na emisiju  $NO_x$ , SPG i  $p_{c,m}$  kod 75%  $P_n$

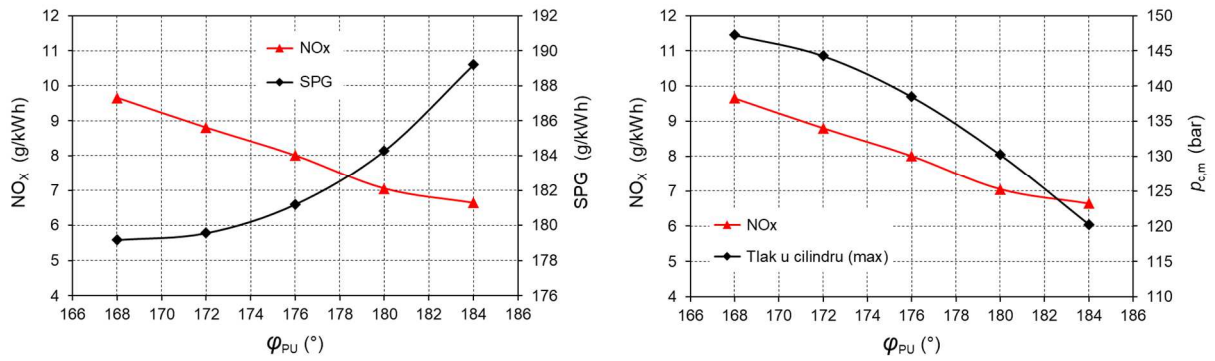


Slika 8.9 Utjecaj promjene  $\varphi_{PU}$  na  $T_{2,T}$ ,  $T_{c,m}$ ,  $T_{IK}$  kod 75%  $P_n$

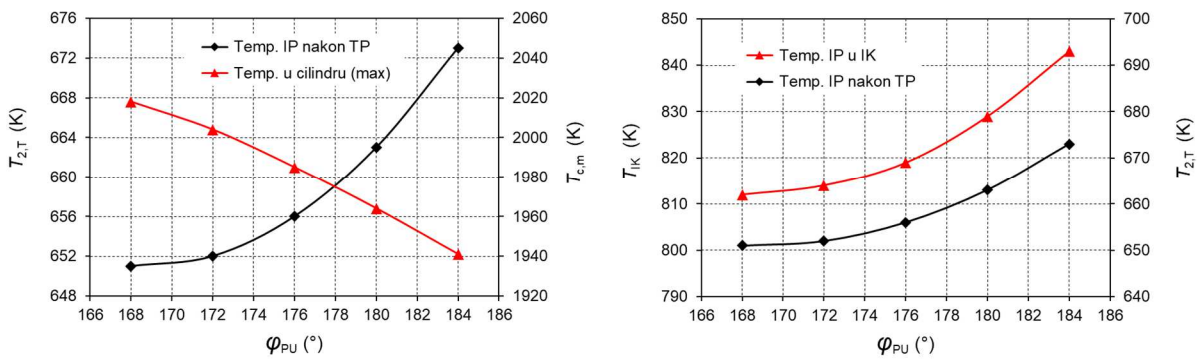


Slika 8.10. Utjecaj  $\varphi_{PU}$  na promjenu  $NO_x$ , SPG,  $T_{c,m}$ ,  $p_{c,m}$  kod 75%  $P_n$

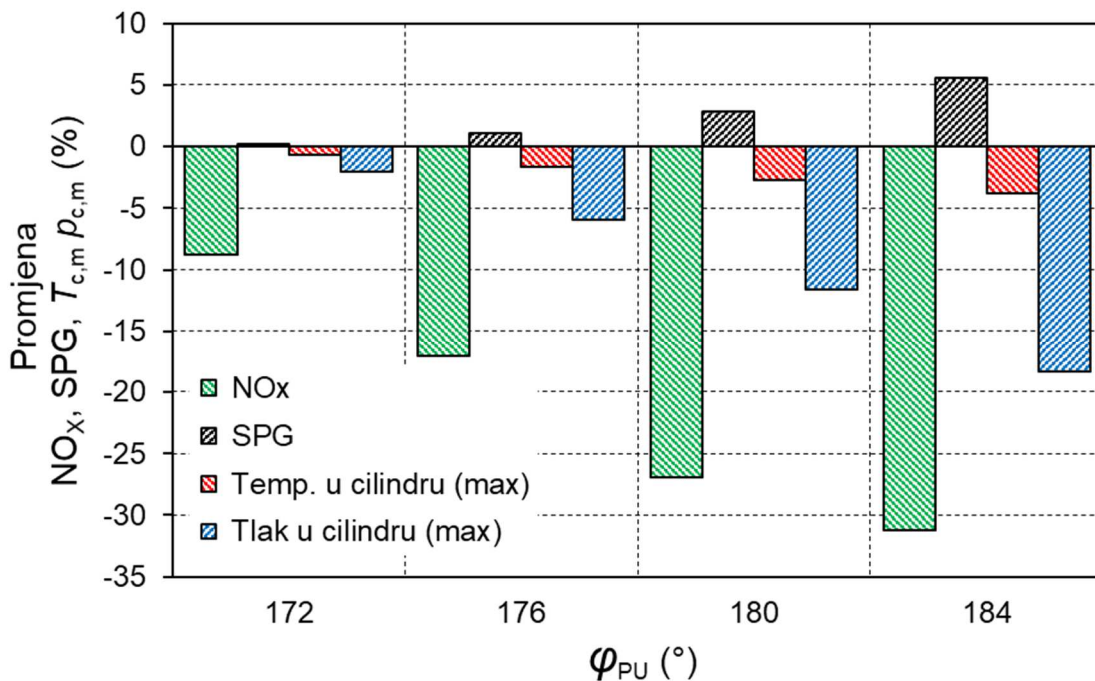
### 8.1.3. Utjecaj promjene kuta početka ubrizgavanja kod 100% $P_n$



Slika 8.11. Utjecaj promjene  $\varphi_{PU}$  na emisiju  $NO_x$ , SPG i  $p_{c,m}$  kod 100%  $P_n$

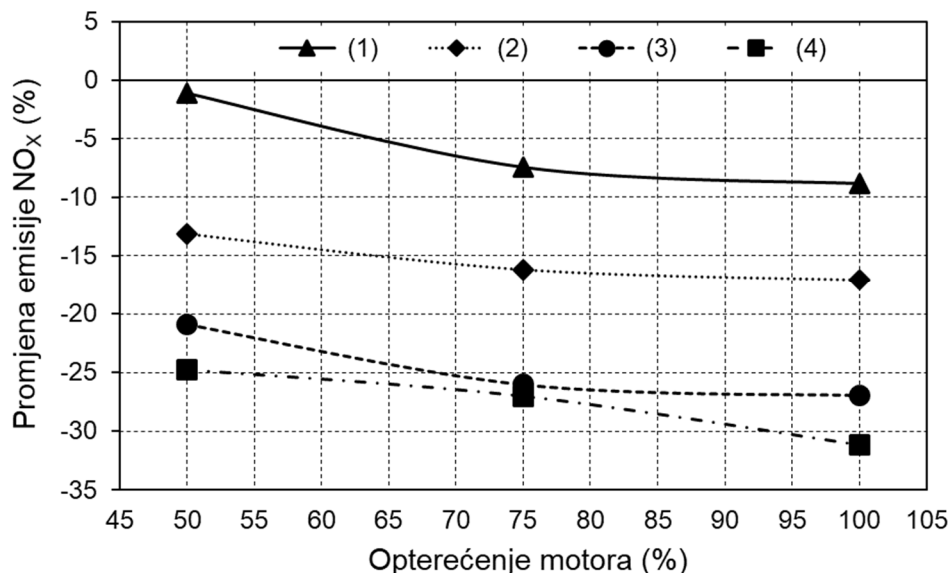


Slika 8.12. Utjecaj promjene  $\varphi_{PU}$  na  $T_{2,T}$ ,  $T_{c,m}$ ,  $T_{IK}$  kod 100%  $P_n$



Slika 8.13. Utjecaj  $\varphi_{PU}$  na promjenu  $NO_x$ , SPG,  $T_{c,m}$ ,  $p_{c,m}$  kod 100%  $P_n$

Na slici 8.14. prikazane su krivulje promjene emisije  $\text{NO}_x$  u ovisnosti o opterećenju motora, dobivene za kut početka ubrizgavanja goriva  $\varphi_{\text{PU}}$  od  $8^\circ$  i  $4^\circ$  prije GMT,  $0^\circ$  i  $4^\circ$  nakon GMT, označene su brojevima 1, 2, 3, 4.



Slika 8.14. Utjecaj promjene kuta  $\varphi_{\text{PU}}$  na emisiju  $\text{NO}_x$  pri promjeni opterećenja

Rezultati istraživanja utjecaja promjene kuta početka ubrizgavanja goriva  $\varphi_{\text{PU}}$  na emisiju  $\text{NO}_x$  prikazani na slikama 8.5. do 8.14. Iz dobivenih rezultata proizlazi da kasnije ubrizgavanje goriva dovodi do smanjenja tlaka, prosječne temperature medija u cilindru i temperature u zoni plinova (*produkata*) izgaranja. Posljedica smanjenja temperature u zoni izgaranja je smanjenje emisije dušikovih oksida. Pored toga iz rezultata dobivenih numeričkom simulacijom rada motora vidljivo je da kasnije ubrizgavanje goriva za posljedicu ima povećanje SPG i temperature ispušnih plinova.

Kao kriterij za odabir optimalnog kuta početka ubrizgavanja goriva s ciljem optimiziranja SPG i emisije dušikovih oksida korišten je omjer relativnog smanjenja emisije  $\text{NO}_x$  i povećanja SPG. Pri radu motora s 50% opterećenja u stacionarnim uvjetima optimalni kutu  $\varphi_{\text{PU}}$  je  $4^\circ$  prije GMT i pri tom je ostvareno smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  od 13,1% dok je SPG povećana za 1,2%. Kod 75% od trajne nazivne snage motora postiže se smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  od 7,4% dok je SPG povećana za samo 0,25%, pri optimiziranom kutu ubrizgavanja goriva  $\varphi_{\text{PU}}$  od  $8^\circ$  prije GMT. Za rad motora pri 100% opterećenja optimalni kut  $\varphi_{\text{PU}}$  je  $8^\circ$  prije GMT, a pri tom se ostvaruje smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  od 8,8% dok je povećanje SPG malo i iznosi 0,22% u odnosu na osnovni motor. Za opterećenje motora od 75% i 100% moguće je daljnje smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  za 16% odnosno 17% ako se gorivo ubrizgava  $4^\circ$  prije GMT. Pri tom se SPG poveća za prihvatljivih 1,2% odnosno 1,1%.

Daljnja odgoda početka ubrizgavanja goriva rezultira većim smanjenjem emisije  $\text{NO}_x$ , ali dovodi i do znatnijeg povećanja SPG i temperature ispušnih plinova. Više temperature ispušnih plinova dovode do povećanja entalpije ispušnih plinova čime se omogućuje učinkovitije korištenje energije ispušnih plinova. S druge strane viša temperatura ispušnih plinova smanjuje učinkovitost osnovnog procesa koji se odvija u cilindru motora. Kasniji početak ubrizgavanja goriva, uzrokuje povećanje temperature ispušnih plinova, te može imati negativan utjecaj na trajnost ispušnih ventila. U ekstremnim slučajevima izgaranje goriva može biti produljeno i na takt ispuha što s velikom vjerojatnošću može uzrokovati pregrijavanja i oštećenja ispušnih ventila u relativno kratkom periodu.

## 8.2. Ranije zatvaranje usisnog ventila

Radni ciklus motora s unutarnjim izgaranjem kod kojeg je stvarni omjer kompresije i ekspanzije manji u odnosu na uobičajenu izvedbu, naziva se nad-ekspanzijski ciklus. U pravilu se kod suvremenih motora nad-ekspanzijski ciklus ostvaruje ranijim ili kasnijim zatvaranjem usisnog ventila u odnosu na uobičajene izvedbe. Jedan od glavnih učinaka koji se pri tom postiže je smanjenje temperature i tlaka medija pri kraju kompresije.

Osnovni princip nad-ekspanzijskog procesa prvi spominje u svojim radovima James Atkinson. Međutim u njegovim patentima iz 1886. i 1887. godine ne spominje se ranije odnosno kasnije zatvaranje usisnog ventila, već se razlika u omjeru kompresije i ekspanzije ostvaruje posebnom konstrukcijom koljenastog mehanizma motora s atmosferskim usisom. U svojim patentima Ralph Miller je Atkinson-ov proces ostvario promjenom kuta zatvaranja usisnog ventila kod motora s turbopunjačem

Ranije zatvaranje usisnog ventila (*Miller-ov proces, eng. Miller timing*) predstavlja učinkovitu mjeru za smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  kod motora s unutarnjim izgaranjem. Mjera je primjenjiva na gotove sve vrste motora, a pozitivni učinci su dodatno naglašeni ako se istovremeno koristi učinkoviti turbopunjač nove generacije s visokom efikasnošću. Osnovna zamisao na kojoj se temelji Miller-ov proces je ostvariti nad-ekspanzijski proces u motoru skraćanjem takta kompresije ranijim ili kasnijim zatvaranjem usisnog ventila u odnosu na uobičajene izvedbe motora.

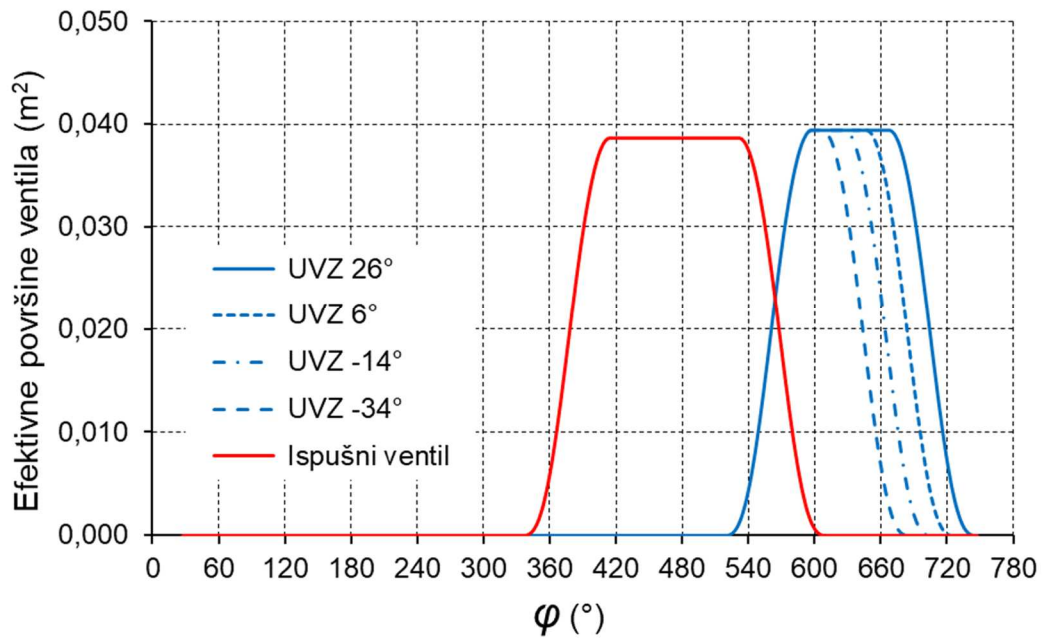
Dok je Miller [96] uglavnom razmatrao mogućnost povećanje snage motora, danas je naglasak na smanjenju emisije  $\text{NO}_x$  i potrošnje goriva. Ranije ili kasnije zatvaranja usisnog ventila pri istom opterećenju i tlaku u usisnom kolektoru motora



dovodi do smanjenja punjenja cilindra, te su tlak i temperatura na kraju kompresije manji. Manji početni tlak i temperatura rezultiraju manjim temperaturama i tlakovima u visokotlačnom dijelu procesa. Budući je nastanak NO<sub>x</sub> eksponencijalno ovisan o temperaturi već i relativno malo smanjenje temperature rezultira osjetnim smanjenjem količine nastalog NO<sub>x</sub>. Pored toga kod motora koji koriste prirodni plin smanjena je mogućnost nastanka detonacijskog izgaranja. Miller je u radu [97] objavljenom 1957. ukazao na mogućnost primjene nad-ekspanzijskog procesa i na motore koji koriste plinovito gorivo. Analizu utjecaja Miller-ova ciklusa na povećanje snage motora s upravljivim usisnim ventilima daju u svom radu Clarke i Smith [98]. U devedesetim godinama 20. stoljeća intenzivira se istraživački rad na primjeni Miller-ova procesa za smanjenje emisije NO<sub>x</sub>. U radovima Wanga i Ruxton-a [99], te Wanga [100] naglašena je mogućnost smanjenja emisije NO<sub>x</sub> primjenom Miller-ova procesa. Usporedbu Otto-Miller, Diesel-Miller i Dual Miller-ova procesa u svom radu prikazao je Ust [101]. Analiza utjecaja konstrukcije i radnih parametara na performanse dizelskoga motora s turbopunjačem kod kojeg je primijenjen Miller-ov ciklus data je u radu Gonca i Sahina [102]. Osim kao samostalna mjera za smanjenje emisije NO<sub>x</sub> Miller-ov proces pogodan je za primjenu s ostalim mjerama za smanjenje emisije kao na primjer kako je to prikazano u radovima Guan-a [103] i Tagai [104]. Detaljna termodinamička analiza rada dizelskoga motora prikazana je u radu Gonca [105].

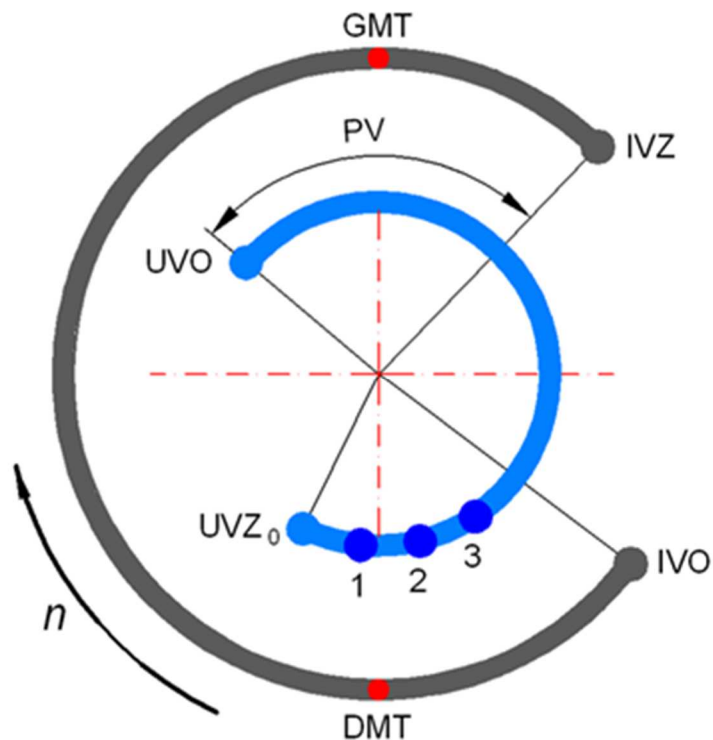
Rezultati ranije spomenutih istraživanja bili su dodatni motiv za istraživanje utjecaja ranijeg zatvaranja usisnog ventila na performanse brodsikoga dizelskoga motora. U nastavku prikazani su rezultati dobiveni simulacijom rada motora pomoću opisanog numeričkoga modela. Pri tom su dobiveni rezultati prikazani u usporedbi s vrijednostima dobivenim na osnovnom motoru.

U prvoj fazi istraživanja simuliran je rad „osnovnog“ motora pri kutu zatvaranja usisnog ventila od 26° nakon DMT kod opterećenja od 50%, 75% i 100% od najveće trajne snage motora. Nakon toga je u drugoj fazi simuliran rad motora pri ranijem zatvaranju usisnih ventila u tri koraka od po 20°, a odgovarajući kutovi koljenastog vratila su: 6° nakon DMT, 14° i 34° stupnja prije DMT. Grafički prikaz otvaranja odnosno zatvaranja ventila i njihove efektivne površine za strujanje medija, u ovisnosti o trenutnom položaju koljenastog vratila prikazan je na Slici 8.15.



Slika 8.15. Efektivne površine ispušnih i usisnih ventila

Razvodni dijagram „osnovnog“ motora s naznačenim ranijim zatvaranjem usisnih ventila predstavljen je na Slici 8.16.



Slika 8.16. Razvodni dijagram s označenim ranijim zatvaranjem usisnih ventila

Kut otvaranja ispušnog ventila:	IVO	53° prije DMT
Kut zatvaranja ispušnog ventila:	IVZ	44° nakon GMT
Kut otvaranja usisnog ventila:	UVO	50° prije GMT
Kut zatvaranja usisnog ventila:	UVZ <sub>0</sub>	26° nakon DMT (za "osnovni" motor)
	UVZ <sub>1</sub>	6° nakon DMT
	UVZ <sub>2</sub>	14° prije DMT
	UVZ <sub>3</sub>	34° prije DMT
Kut „prekrivanja“ ventila	PV	94°

Iako teoretski moguće daljnje pomicanje trenutka zatvaranja usisnog ventila ka ranijem zatvaranju nije praktično izvedivo kod ventila upravljanih pomoću bregastog mehanizma. Oblikom brijega definirane su kinematičke i dinamičke značajke mehanizma pri čemu se posebna pozornost daje odabiru oblika krivulje kojim se onemogućuje da inercijske sile koje se javljaju pri radu prijeđu prihvatljive vrijednosti. Time se osigurava trajnost, funkcionalnost i pouzdanost pojedinih dijelova razvodnog mehanizma motora.

Istraživanja prikazana u disertaciji odnose se na "osnovni" motor, za koji su promjer i hod klipa, brzina vrtnje, razvodni dijagram, trajna nazivna snaga i drugi raspoloživi podaci uzeti kao kod stvarnog motora W 12V46F. Međutim to je učinjeno samo radi usporedbe sa stvarnim motorom, a sve simulacije rada motora odnose se isključivo na "osnovni" motor na kojem se analizira utjecaj kasnijeg početka ubrizgavanja, ranijeg zatvaranja usisnih ventila i podijeljenog ubrizgavanja na rad motora. Sve navedeno odnosi se na dizelski motora kao i na njegov turbopunjač.

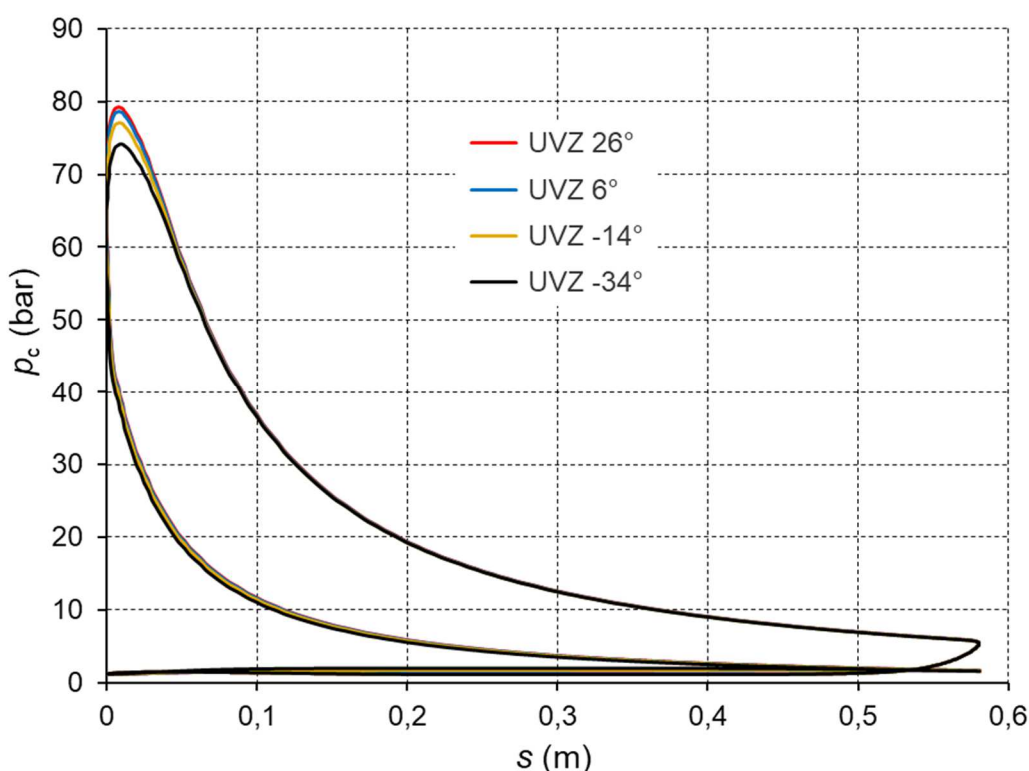
Radi provedbe planiranih istraživanja računalni program omogućuje u izvjesnoj mjeri prilagodbu turbopunjača radi povećanja tlaka zraka u usisnom kolektoru. Pri tom se pretpostavlja da virtualni turbopunjač može po potrebi ostvariti veći protok i tlak zraka pri nepromijenjenom opterećenju motora. To je moguće jer je za rad "osnovnog" motora turbopunjač predimenzioniran, te postoji određena zalihost. Odnosno rad turbopunjača se zahtjevima istraživanja prilagođava promjenom protoka ispušnih plinova kroz turbinu.

Pri istom opterećenju odnosno zakretnom momentu motora i nepromjenjivoj brzini vrtnje protok ispušnih plinova se ne mijenja značajnije s ranijim zatvaranjem usisnih ventila, ali dolazi do povećanja specifične potrošnje goriva. Kako bi se otklonio taj nedostatak tlak u usisnom kolektoru odnosno protok puhala (kompresora) se poveća kako bi masa punjenja ostala približno ista kao kod "osnovnog" motora. Protok kroz turbinu stvarnog turbopunjača mogao bi se povećati pritvaranjem ventila u obilaznom vodu. Slični efekt je moguće postići i promjenom geometrije puhala.

Pozitivni učinci ranijeg zatvaranja usisnih ventila do izražaja dolaze upravo uz pretpostavku da se omogući punjenje cilindra s istom količinom zraka kao i kod osnovnog motora pri istom opterećenju. Tada ne dolazi do povećanja SPG, a emisija  $\text{NO}_x$  se znatno smanjuje uslijed smanjenja temperature i tlaka u cilindru.

U nastavku dat je grafički prikaz utjecaja ranijeg zatvaranja usisnog ventila na značajke motora pri 50%, 75% i 100% opterećenja motora kod konstantne brzine vrtnje od  $600 \text{ min}^{-1}$  i stacionarnim režimima rada pri pogonu sinkronog generatora. Od posebnog interesa su tlakovi i temperature u cilindru motora, specifična potrošnja goriva, emisija  $\text{NO}_x$  i temperature ispušnih plinova.

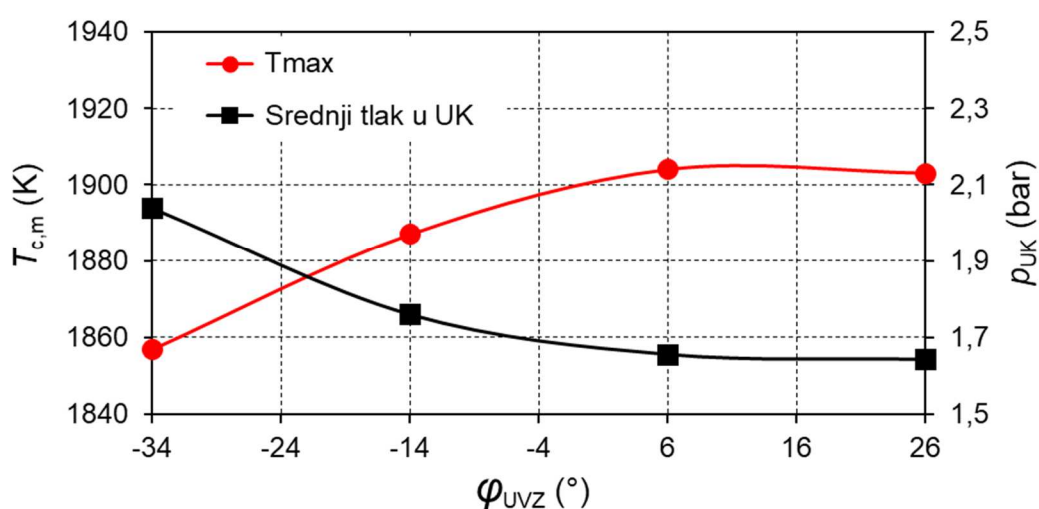
### 8.2.1. Utjecaj ranijeg zatvaranja usisnog ventila kod 50% $P_n$



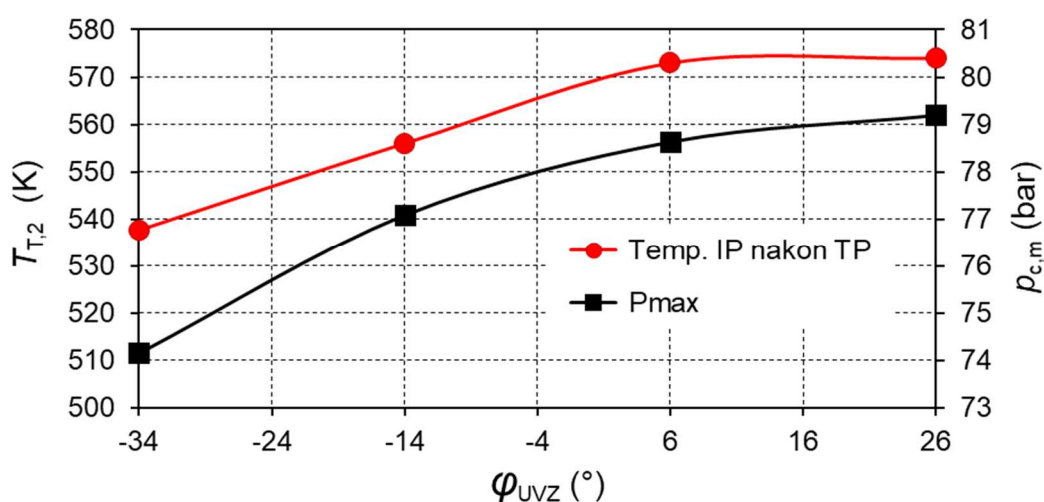
Slika 8.17. Utjecaj ranijeg zatvaranja UV na indikatorski dijagram pri 50%  $P_n$

Indikatorski dijagrami dobiveni simulacijom rada motora pri opterećenju 50% od najveće trajne snage motora prikazani su na Slici 8.17. Ranije zatvaranje usisnog ventila u odnosu na „osnovni“ motor uzrokuje smanjenje vršnog tlaka u cilindru, koje je znatnije izraženo u slučaju kada se usisni ventil zatvara  $60^\circ$  ranije nego kod osnovnog motora. Tlak u usisnom kolektoru povećavan je u odnosu na osnovni motor koliko je bilo potrebno da se nadoknadi smanjenje mase medija u cilindru uzrokovano ranijim zatvaranjem usisnog ventila.

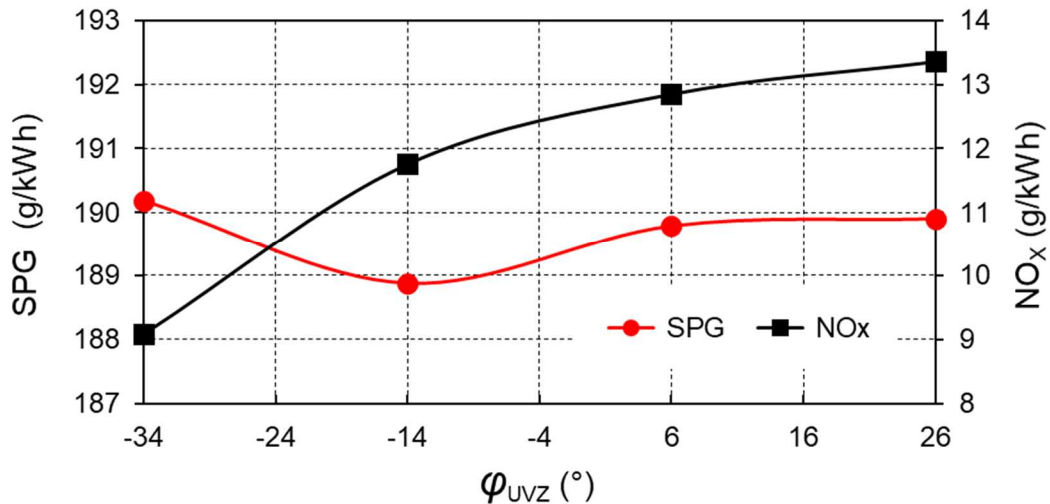
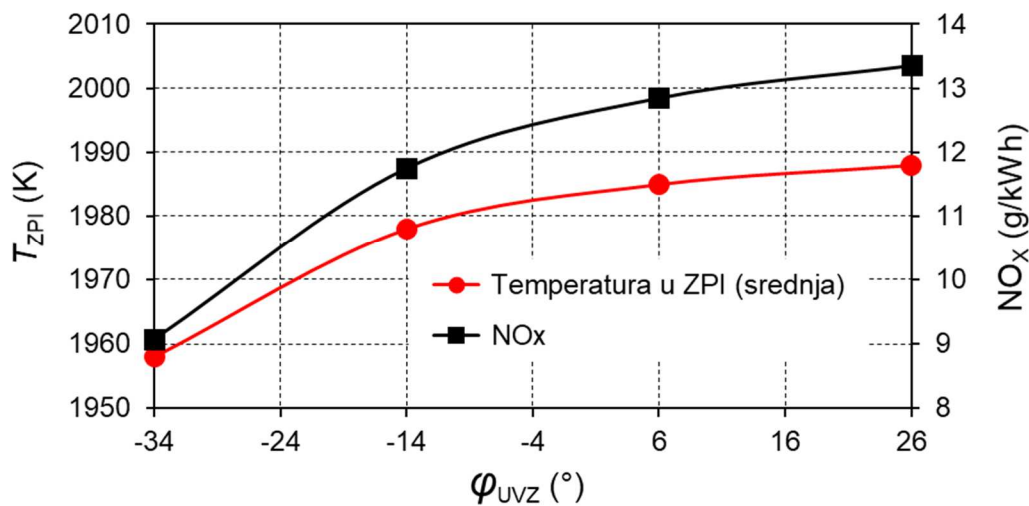
Kod ranijeg zatvaranja usisnog ventila (*prije* DMT) dolazi do ekspanzije medija u cilindru koja traje sve do DMT, što dovodi do smanjenja tlaka i temperature medija na početku, a samim time i na kraju kompresije. Manja temperatura i tlak medija na kraju kompresije u odnosu na osnovni motor uzrokuju smanjenje temperature u zoni plinova izgaranja. Budući je količina nastalog „termičkog“ NO direktno ovisna o temperaturi u komori izgaranja, ranijim zatvaranjem usisnog ventila postiže se smanjenje emisije dušikovih oksida. Sve ranije izneseno potvrđuju rezultati provedenog istraživanja koji su prikazani u formi dijagrama na slikama 8.18. do 8.20. Podaci o SPG i emisiji NO<sub>x</sub> prezentirani na Slici 8.20. i Slici 8.21. pokazuju da ranije zatvaranje usisnog ventila ne uzrokuje povećanje SPG.



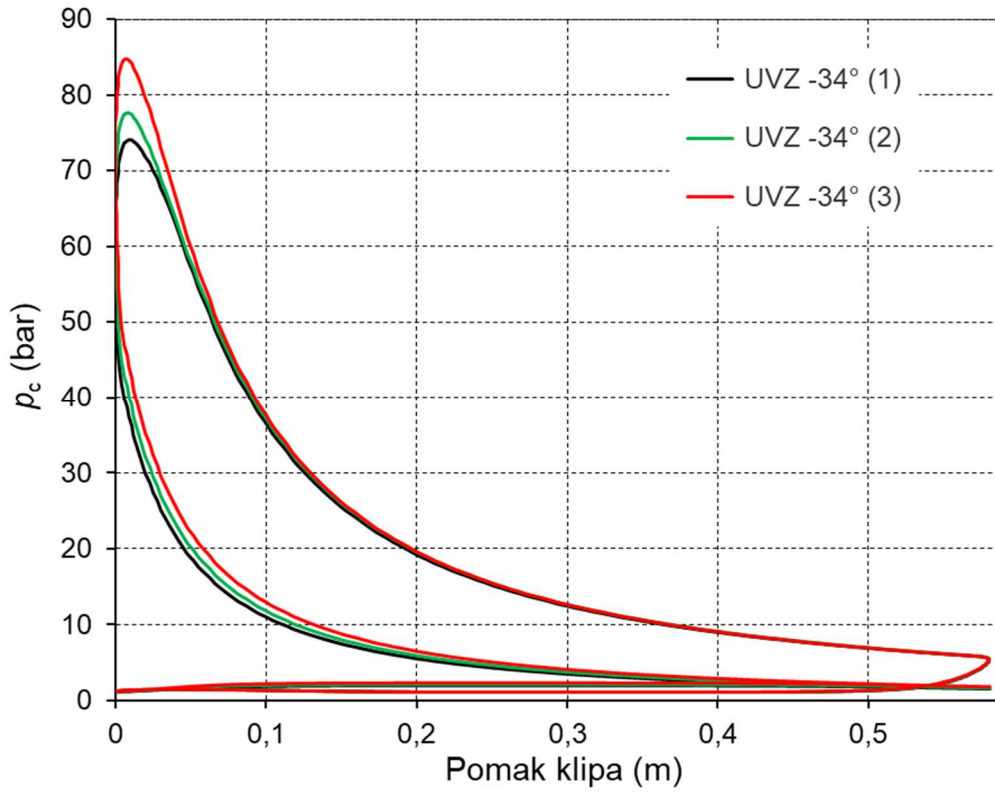
Slika 8.18. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu u cilindru i tlak u UK pri 50%  $P_n$



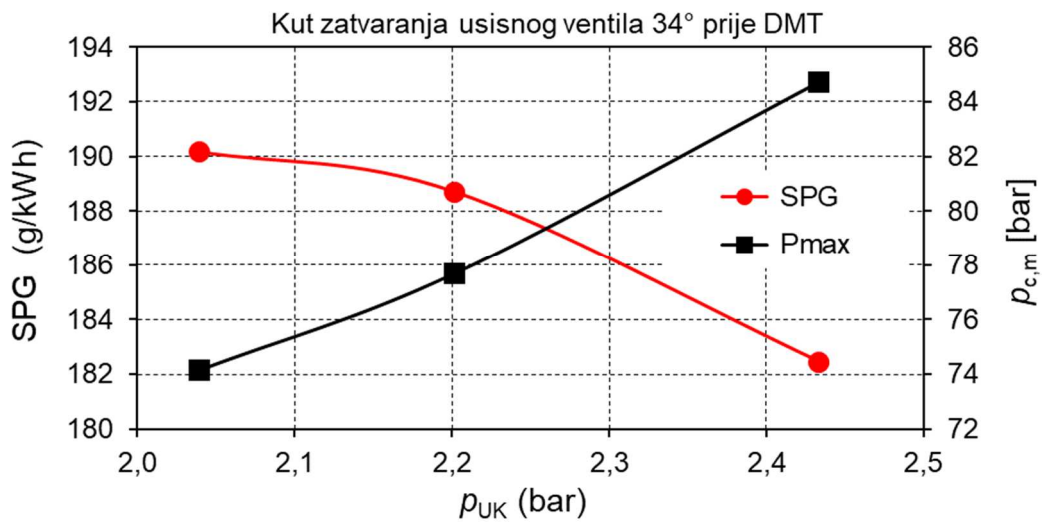
Slika 8.19. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu IP nakon TP i tlak u cilindru pri 50%  $P_n$

Slika 8.20. Utjecaj ranijeg ZUV na SPG i emisiju NO<sub>x</sub> pri 50%  $P_n$ Slika 8.21. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu u ZPI i emisiju NO<sub>x</sub> pri 50%  $P_n$ 

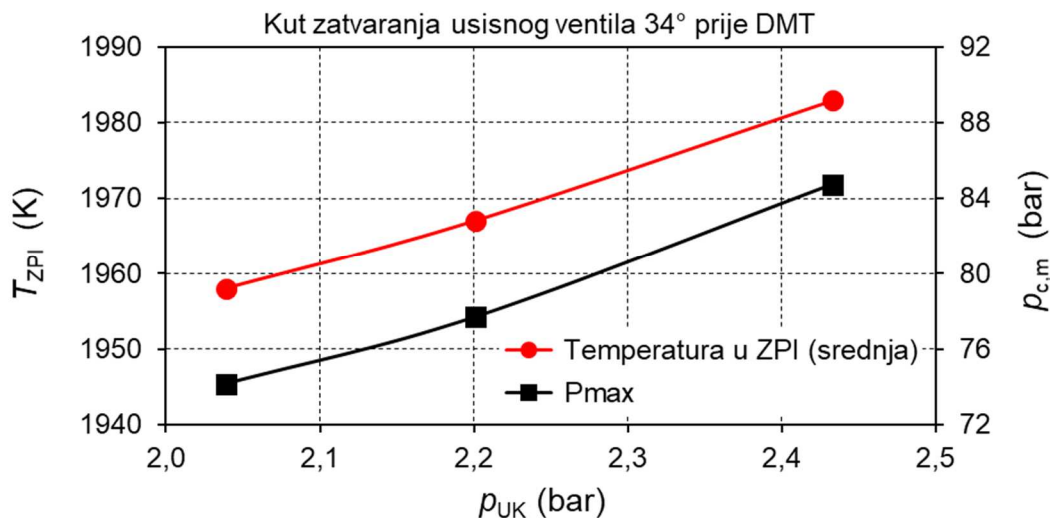
U nastavku je prikazana analiza utjecaja daljnjeg povećanja tlaka u usisnom kolektoru na značajke motora kod 50% opterećenja pri ranijem zatvaranju usisnog ventila od 60° u odnosu na „osnovni“ motor. Povećanje tlaka u usisnom kolektoru provedeno je u dva koraka (2) i (3) od po 10% i 20% u odnosu na tlak u usisnom kolektoru koji je bio potreban da se nadoknadi smanjenje mase svježeg punjenja kod ranijeg zatvaranja usisnog ventila (1).



Slika 8.22. Utjecaj ranijeg ZUV i povećanog tlaka u UK na tlak u cilindru pri 50%  $P_n$



Slika 8.23. Utjecaj povećanja tlaka u UK na SPG i tlak u cilindru pri 50%  $P_n$

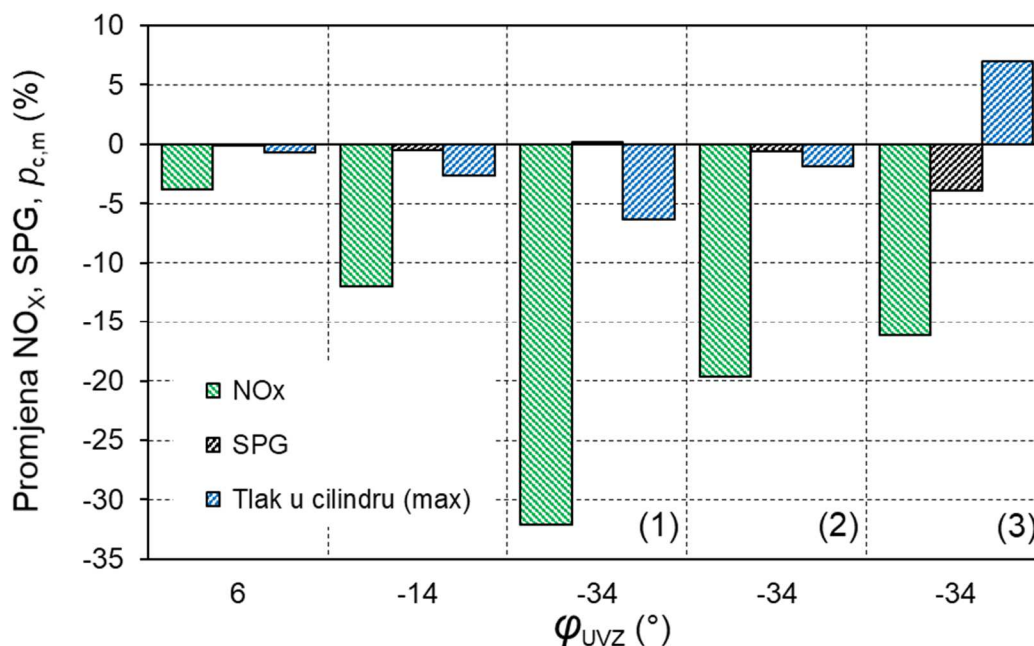
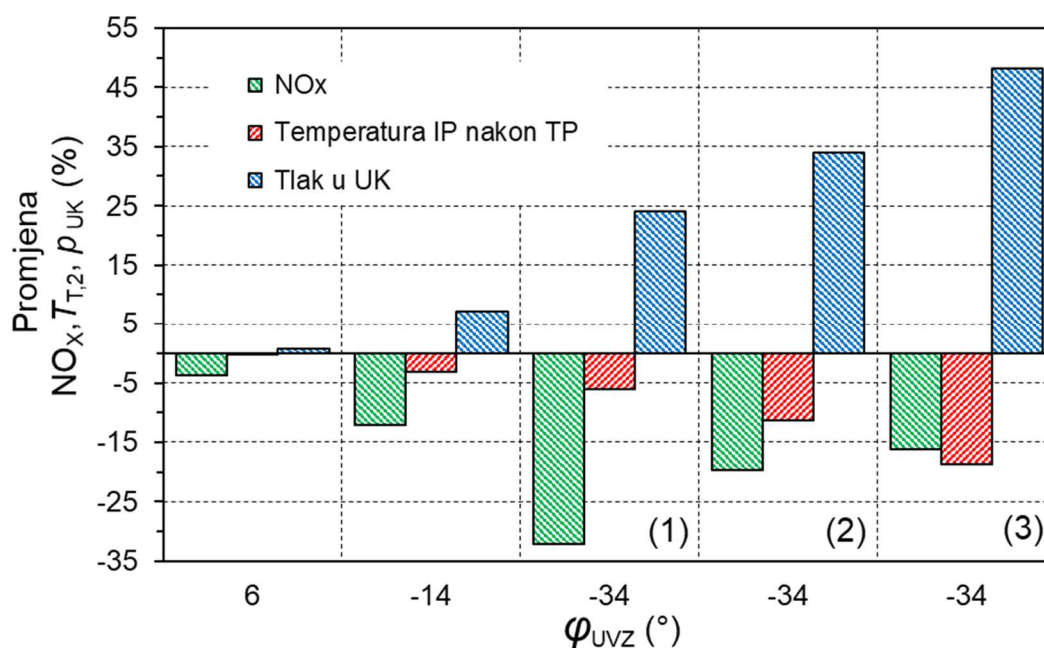


Slika 8. 24. Utjecaj povećanja tlaka u UK na temperaturu u ZPI i tlak u cilindru pri 50%  $P_n$

Usporedbom indikatorskih dijagrama kod ranijeg zatvaranja usisnog ventila od 60° prije DMT, pokazuju da daljnje povećanje tlaka u usisnom kolektoru, a samim time i mase punjenja, uzrokuje povećanje tlaka u cilindru. Povećanje tlaka u cilindru ima za posljedicu smanjenje pozitivnog učinka ranijeg zatvaranja usisnog ventila na temperaturu u zoni plinova izgaranja odnosno na emisiju dušikovih oksida. Međutim postiže se smanjenje SPG, koje pri povećanju tlaka u usisnom kolektoru za približno 20% iznosi gotovo 4% u odnosu na početnu varijantu.

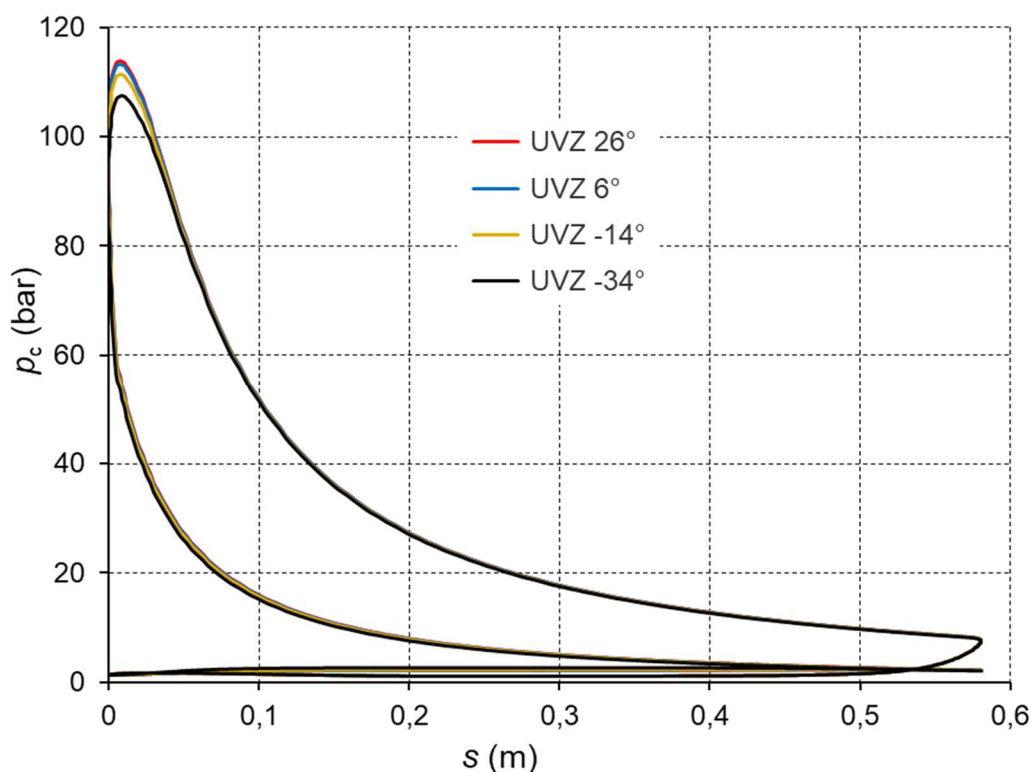
Ranije zatvaranje usisnog ventila 60° prije DMT u pretpostavljenim uvjetima rada motora omogućuje smanjenje emisije  $NO_x$  za 32% u odnosu na osnovni motor, a pri tom ne dolazi do povećanja potrošnje goriva. Temperatura ispušnih plinova nakon turbine smanjena je za približno 6%, a tlak u usisnom kolektoru potrebno je povećati za 24% u odnosu na osnovni motor kako bi masa svježeg punjenja ostala približno ista.



Slika 8.25. Promjena NO<sub>x</sub>, SPG,  $p_{c,m}$  kod ranijeg ZUV i povećanja tlaka u UK pri 50%  $P_n$ Slika 8.26. Promjena NO<sub>x</sub>,  $T_{T,2}$ ,  $p_{UK}$  kod ranijeg ZUV i povećanja tlaka u UK pri 50%  $P_n$ 

Daljnijim povećanjem tlaka u usisnom kolektoru za 20% postiže se smanjenje SPG za približno 4%, međutim smanjenje emisije NO<sub>x</sub> je manje i iznosi 16%. Pri tom se nastavlja trend smanjenja temperature ispušnih plinova nakon TP koje u uvjetima rada motora premašuje 18%. Kako bi se postiglo povećanje mase punjenja za 20% potrebno je povećati tlak u usisnom kolektoru za 48% u odnosu na "osnovni" motor.

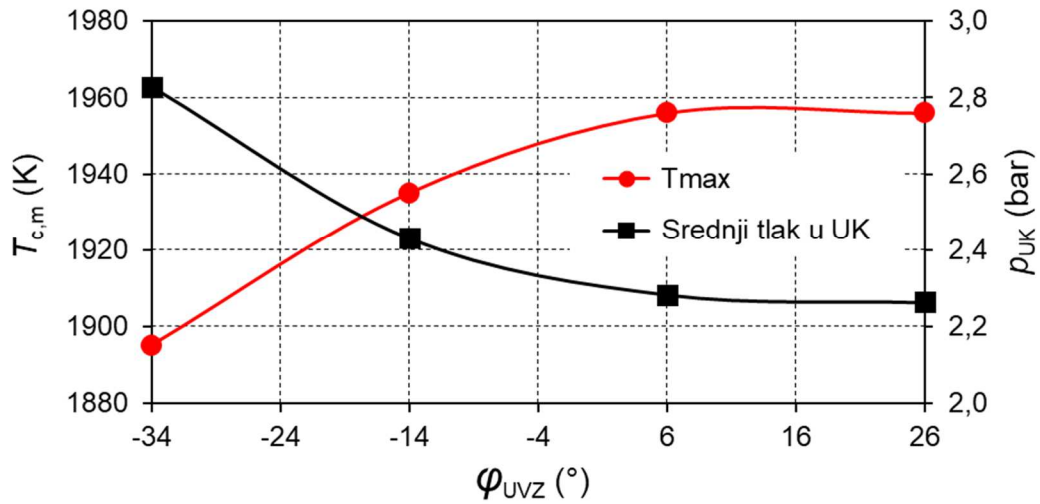
### 8.2.2. Utjecaj ranijeg zatvaranja usisnog ventila kod 75% $P_n$



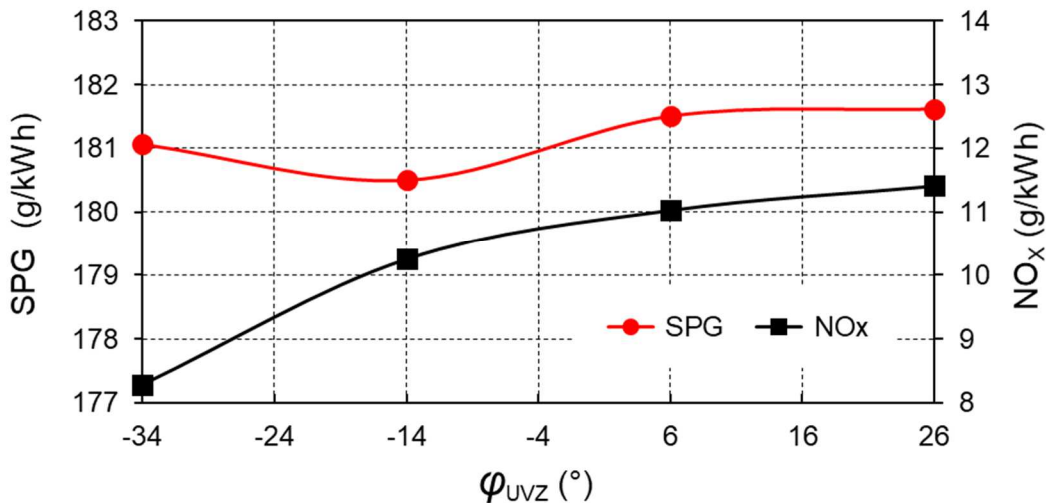
Slika 8.27. Utjecaj ranijeg zatvaranja UV na indicatorski dijagram pri 75%  $P_n$

Na Slici 8.27. prikazani su indicatorski dijagrami dobiveni simulacijom rada motora pri opterećenju 75% od najveće trajne snage motora. Iz dijagrama promjene tlaka u cilindru vidljivo je da ranije zatvaranje usisnog ventila u odnosu na „osnovni“ motor uzrokuje smanjenje vršnog tlaka u cilindru. Smanjenje tlaka je naglašenije u slučaju kada se usisni ventil zatvara  $60^\circ$  ranije nego kod osnovnog motora. Za sva tri slučaja ranijeg zatvaranja usisnog ventila tlak u UK povećan je u odnosu na osnovni motor koliko je bilo potrebno da se nadoknadi smanjenje mase medija u cilindru.

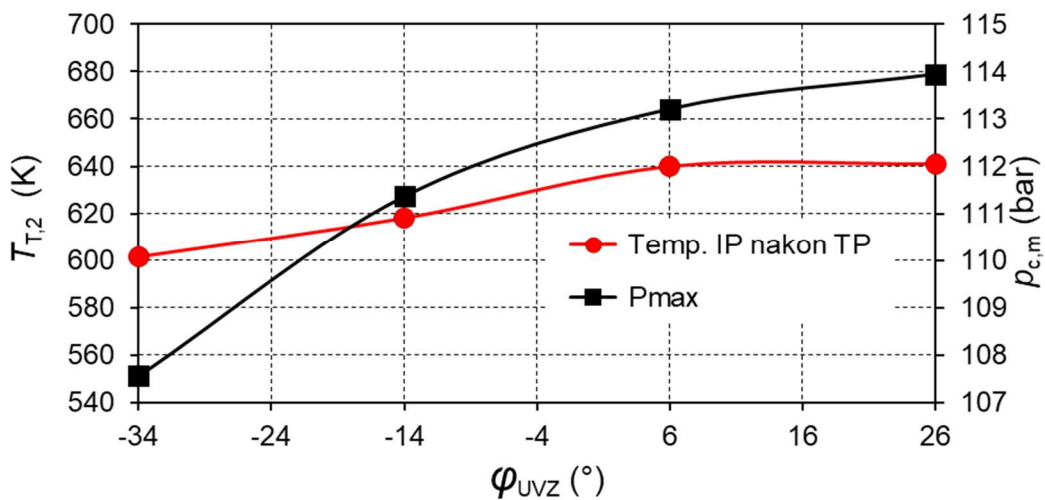
Kod ranijeg zatvaranja usisnog ventila (*prije* DMT) dolazi do ekspanzije medija u cilindru koja traje sve do DMT, što dovodi do smanjenja tlaka i temperature medija na početku, a samim time i na kraju kompresije. Manja temperatura i tlak medija na kraju kompresije uzrokuju smanjenje temperature u zoni plinova izgaranja. Nastanak „termičkog“ NO eksponencijalno je ovisan o temperaturi u komori izgaranja, pa se ranijim zatvaranjem usisnog ventila utječe na smanjenje emisije dušikovih oksida. Rezultati provedenog istraživanja koji su prikazani u formi dijagrama na slikama 8.28. do 8.30. Podaci o SPG i emisiji  $\text{NO}_x$  prezentirani na Slici 8.30 i Slici 8.31. pokazuju da ranije zatvaranje usisnog ventila ne uzrokuje povećanje već smanjenje SPG.



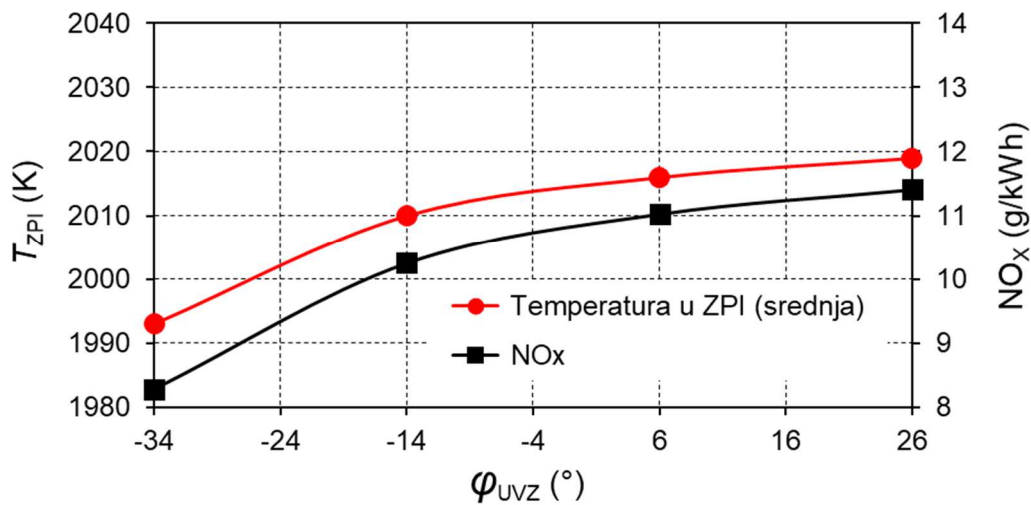
Slika 8.28. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu u cilindru i tlak u UK pri 75%  $P_n$



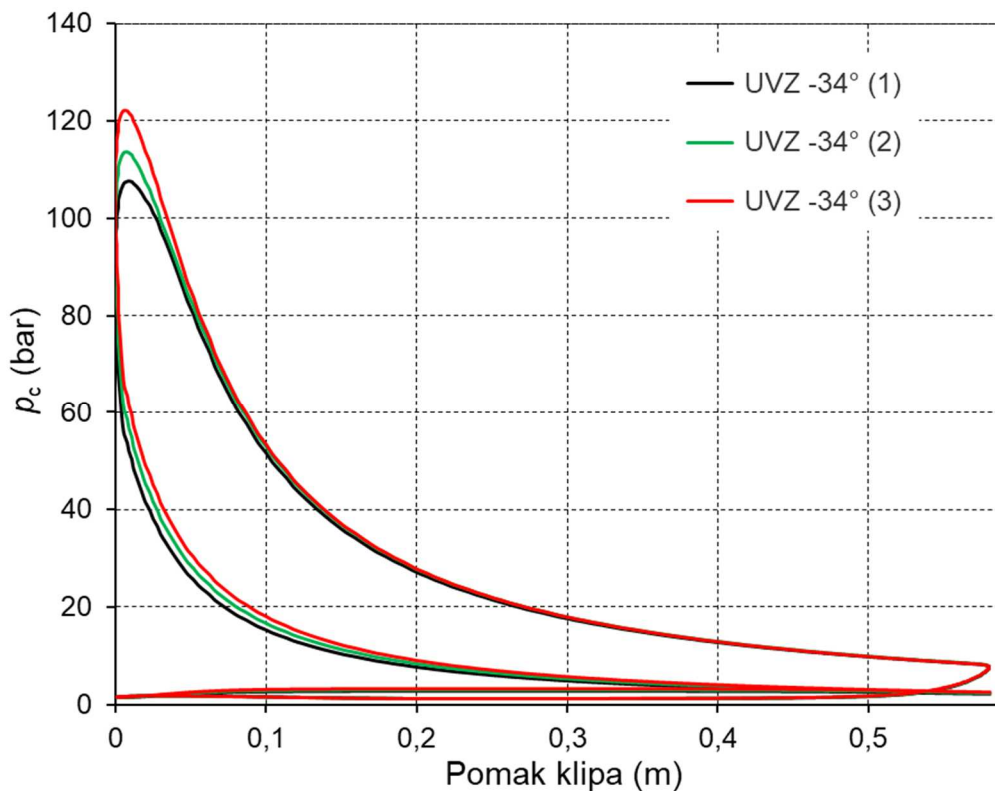
Slika 8.29. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu IP nakon TP i tlak u cilindru pri 75%  $P_n$

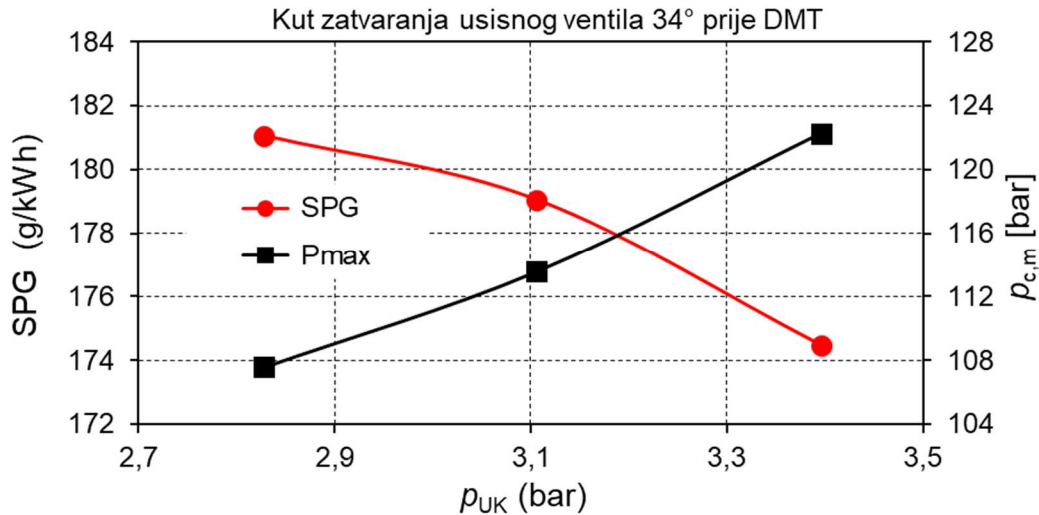
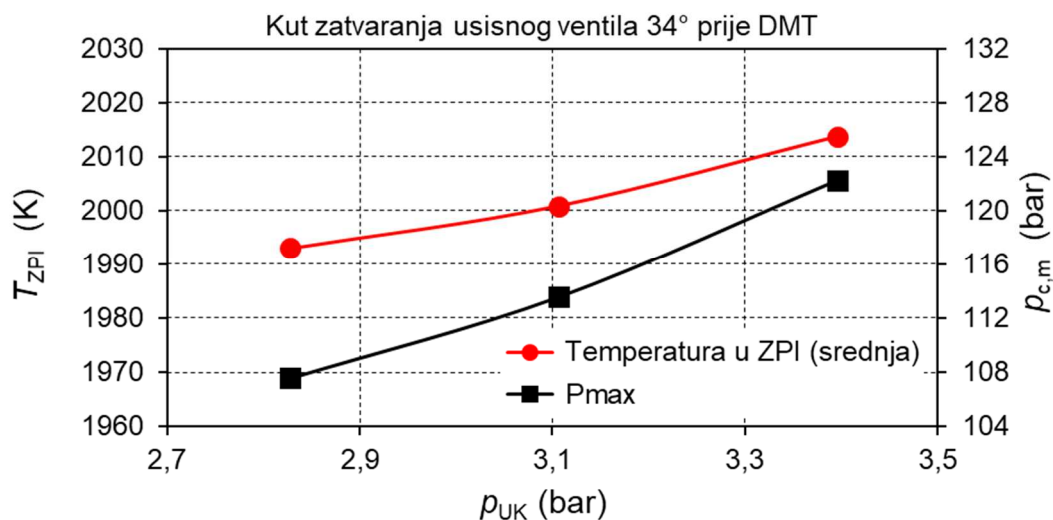


Slika 8.30. Utjecaj ranijeg ZUV na SPG i emisiju NO<sub>x</sub> pri 75%  $P_n$

Slika 8.31. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu u ZPI i emisiju NO<sub>x</sub> pri 75%  $P_n$ 

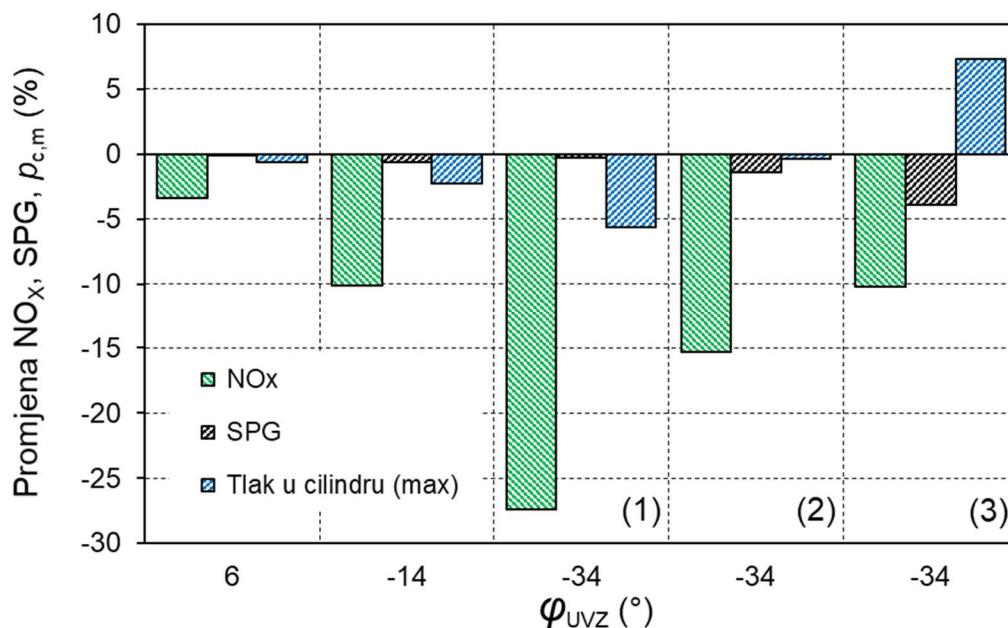
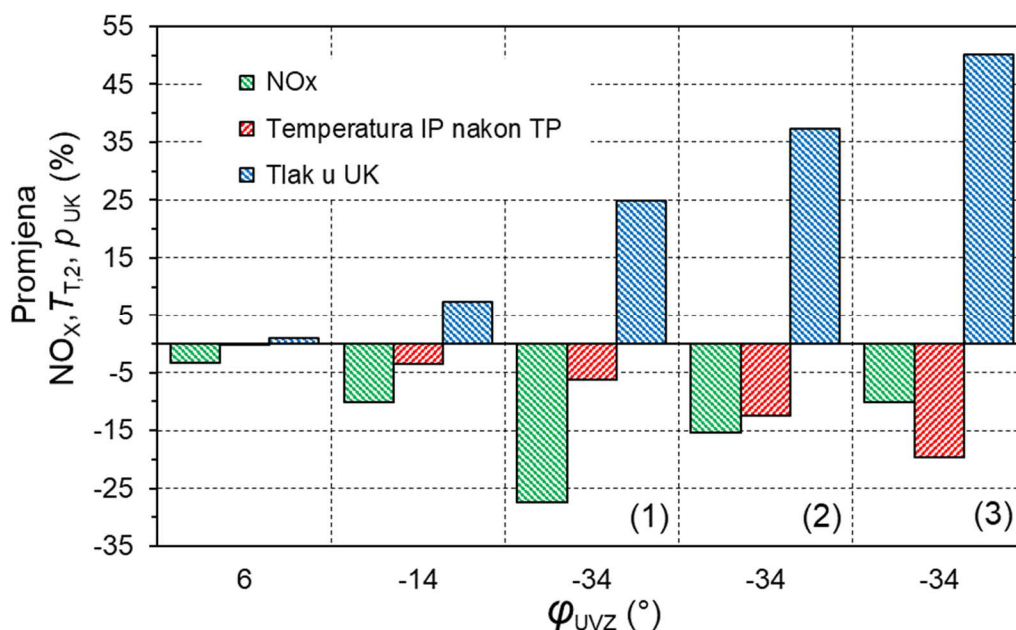
Kao i kod 50% opterećenja u nastavku slijedi analiza utjecaja daljnjeg povećanja tlaka u usisnom kolektoru na značajke motora kod 75% opterećenja pri ranijem zatvaranju usisnog ventila od 60° u odnosu na „osnovni“ motor. Povećanje tlaka u usisnom kolektoru provedeno je u dva koraka (2) i (3) od po 10% i 20% u odnosu na tlak u usisnom kolektoru koji je bio potreban da se nadoknadi smanjenje mase do kojeg dolazi uslijed ranijeg zatvaranja usisnog ventila (1).

Slika 8.32. Utjecaj ranijeg ZUV i povećanog tlaka u UK na tlak u cilindru pri 75%  $P_n$

Slika 8.33. Utjecaj povećanja tlaka u UK na SPG i tlak u cilindru pri 75%  $P_n$ Slika 8.34. Utjecaj povećanja tlaka u UK na temperaturu u ZPI i tlak u cilindru pri 75%  $P_n$ 

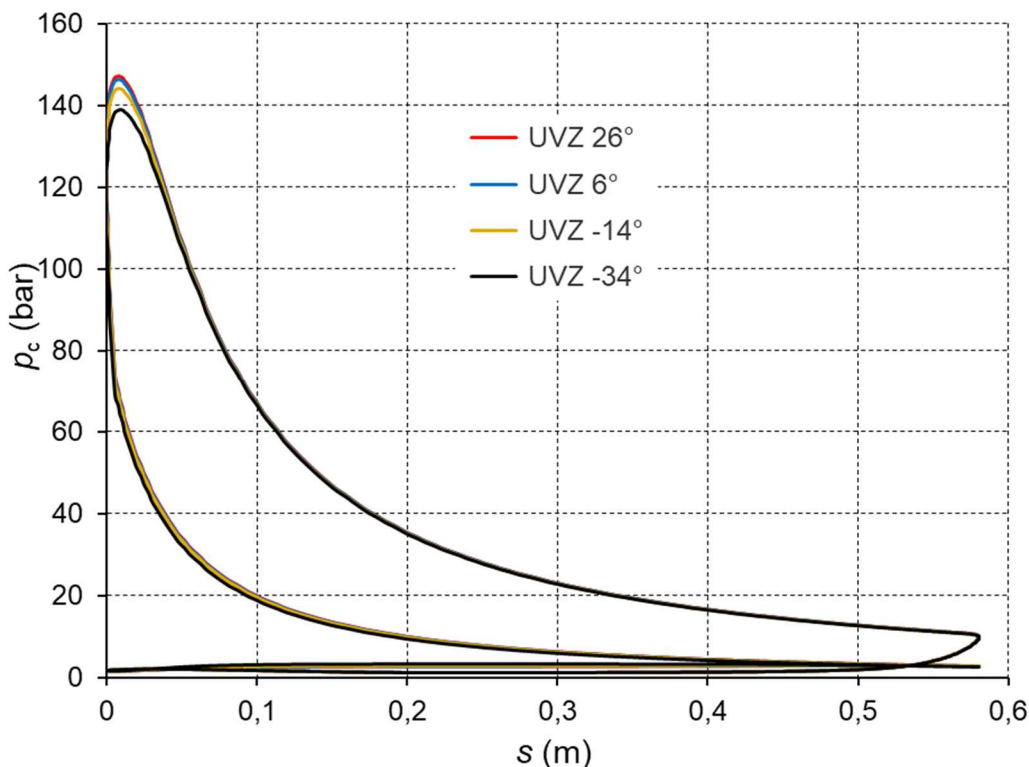
Usporedbom indikatorskih dijagrama dobivenih simulacijom rada motora kod ranijeg zatvaranja usisnog ventila od  $60^\circ$  prije DMT, pokazuju da daljnje povećanje tlaka u usisnom kolektoru, a samim time i mase punjenja, uzrokuje povećanje tlaka u cilindru. Povećanje tlaka u cilindru ima za posljedicu smanjenje pozitivnog učinka ranijeg zatvaranja usisnog ventila na temperaturu u zoni plinova izgaranja odnosno na emisiju dušikovih oksida. Međutim postiže se smanjenje SPG, koje pri povećanju tlaka u usisnom kolektoru za približno 20% iznosi 3,75% u odnosu na osnovni motor.

Ranije zatvaranje usisnog ventila  $60^\circ$  prije DMT pri zadanim uvjetima rada motora omogućuje smanjenje emisije  $NO_x$  za 27,4% u odnosu na "osnovni" motor, a pri tom ne dolazi do povećanja potrošnje goriva. Temperatura ispušnih plinova nakon turbine smanjena je za 6,2%, a tlak u usisnom kolektoru potrebno je povećati za 25% u odnosu na "osnovni" motor kako bi masa medija nakon ZUV ostala približno ista.

Slika 8.35. Promjena NO<sub>x</sub>, SPG,  $p_{c,m}$  kod ranijeg ZUV i povećanja tlaka u UK pri 75%  $P_n$ Slika 8.36. Promjena NO<sub>x</sub>,  $T_{T,2}$ ,  $p_{UK}$  kod ranijeg ZUV i povećanja tlaka u UK pri 75%  $P_n$ 

Daljnijim povećanjem tlaka u usisnom kolektoru za 20% postiže se smanjenje SPG za približno 3,75%, međutim smanjenje emisije NO<sub>x</sub> je manje i iznosi 3,75%. Pri tom se nastavlja trend smanjenja temperature ispušnih plinova nakon TP koji pri zadanim uvjetima rada motora iznosi 19,5%. Kako bi se postiglo povećanje mase punjenja za 20% potrebno je povećati tlak u usisnom kolektoru za 50% u odnosu na početne vrijednosti kod zatvaranja usisnog ventila 26° nakon DMT.

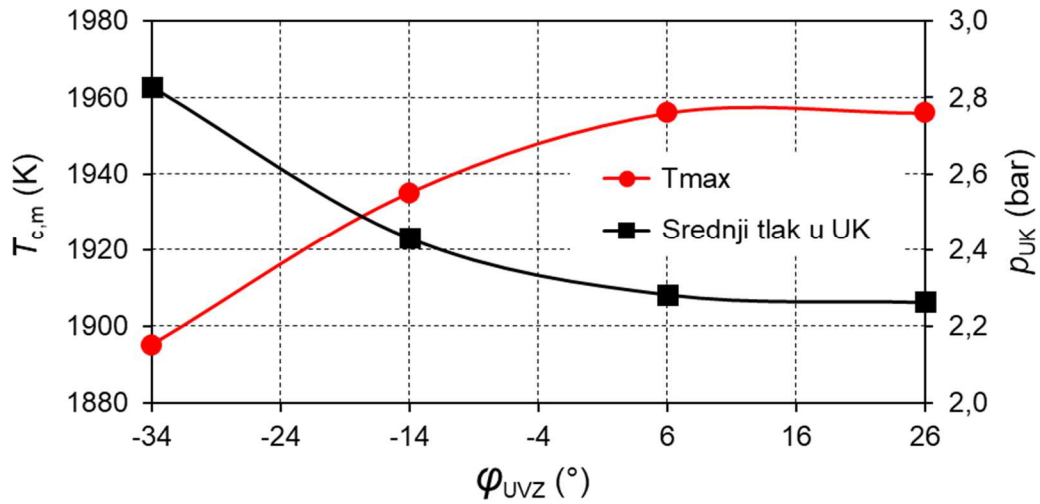
### 8.2.3. Utjecaj ranijeg zatvaranja usisnog ventila kod 100% $P_n$



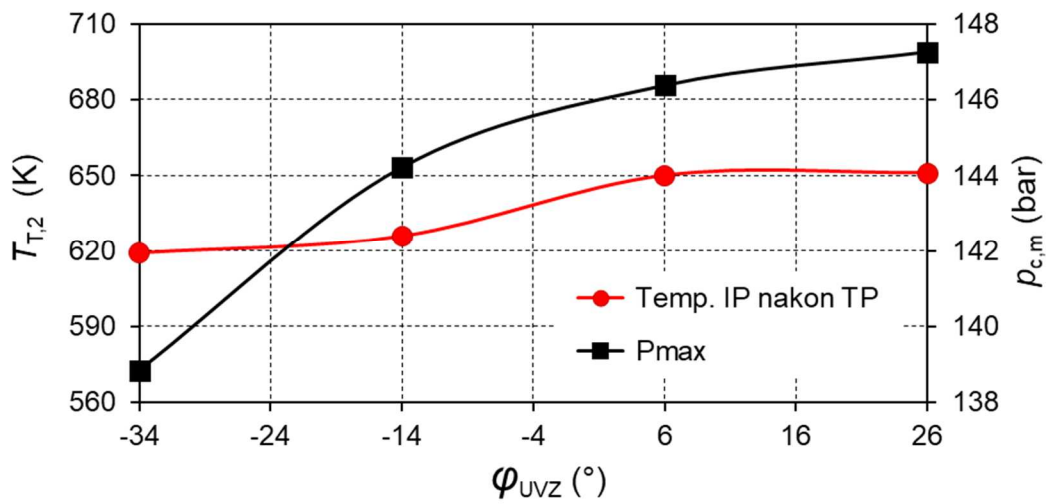
Slika 8.37. Utjecaj ranijeg zatvaranja UV na indikatorski dijagram pri 100%  $P_n$

Ranije zatvaranje usisnog ventila u odnosu na „osnovni“ motor uzrokuje smanjenje najvećeg tlaka u cilindru. Smanjenja temperature i tlaka tim je veće što je trenutak (kut) zatvaranja usisnog ventila više pomaknut prema ranijem. Indikatorski dijagrami dobiveni simulacijom rada motora za četiri različita kuta zatvaranja usisnog ventila kod najveće trajne snage motora prikazani su na Slici 8.37. Kao i pri simulaciji rada motora kod manjih opterećenja i u ovom slučaju tlak zraka u kolektoru povećavan je u odnosu na osnovni motor do vrijednosti potrebne da se nadoknadi manje punjenje cilindra do kojeg dolazi radi ranijeg zatvaranja usisnog ventila.

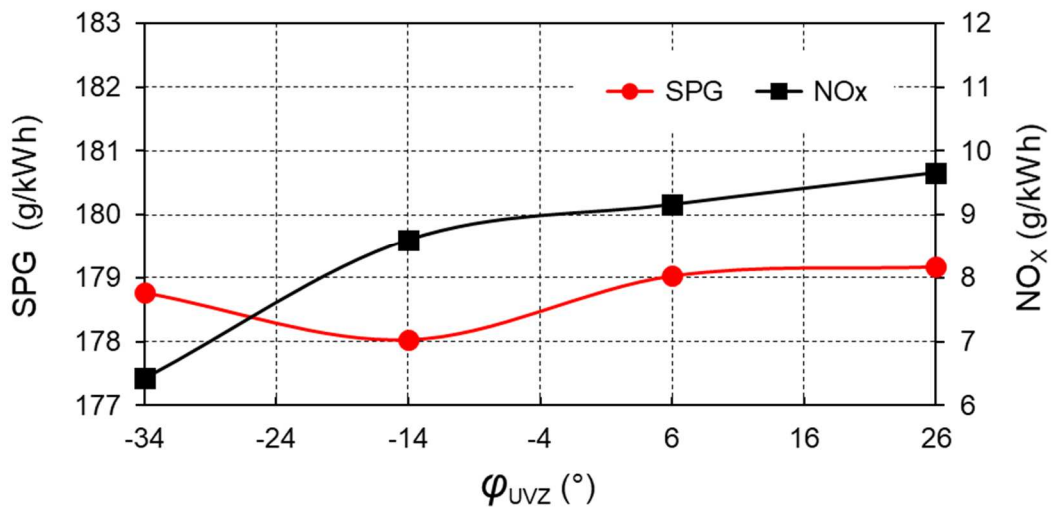
Kod ranijeg zatvaranja usisnog ventila (*prije* DMT) dolazi do ekspanzije medija u cilindru koja traje sve do DMT, što dovodi do smanjenja temperature i tlaka u cilindru na početku, a samim time i na kraju kompresije. Manja temperatura i tlak medija na kraju kompresije u odnosu na osnovni motor uzrokuju smanjenje temperature u zoni plinova izgaranja. Budući je količina nastalog „termičkog“ NO direktno ovisna o temperaturi u komori izgaranja, ranijim zatvaranjem usisnog ventila postiže se učinkovito smanjenje emisije NO<sub>x</sub>. Podaci o SPG i emisiji NO<sub>x</sub> prezentirani na Slici 8.40. i Slici 8.41. pokazuju da ranije zatvaranje usisnog ventila ne smanjuje učinkovitost motora.



Slika 8.38. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu u cilindru i tlak u UK pri 100%  $P_n$

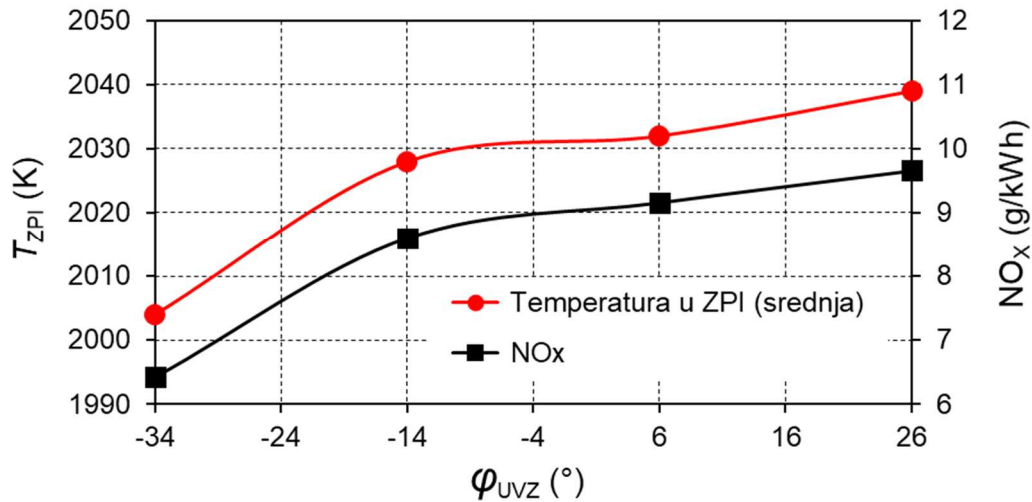


Slika 8.39. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu IP nakon TP i tlak u cilindru pri 100%  $P_n$

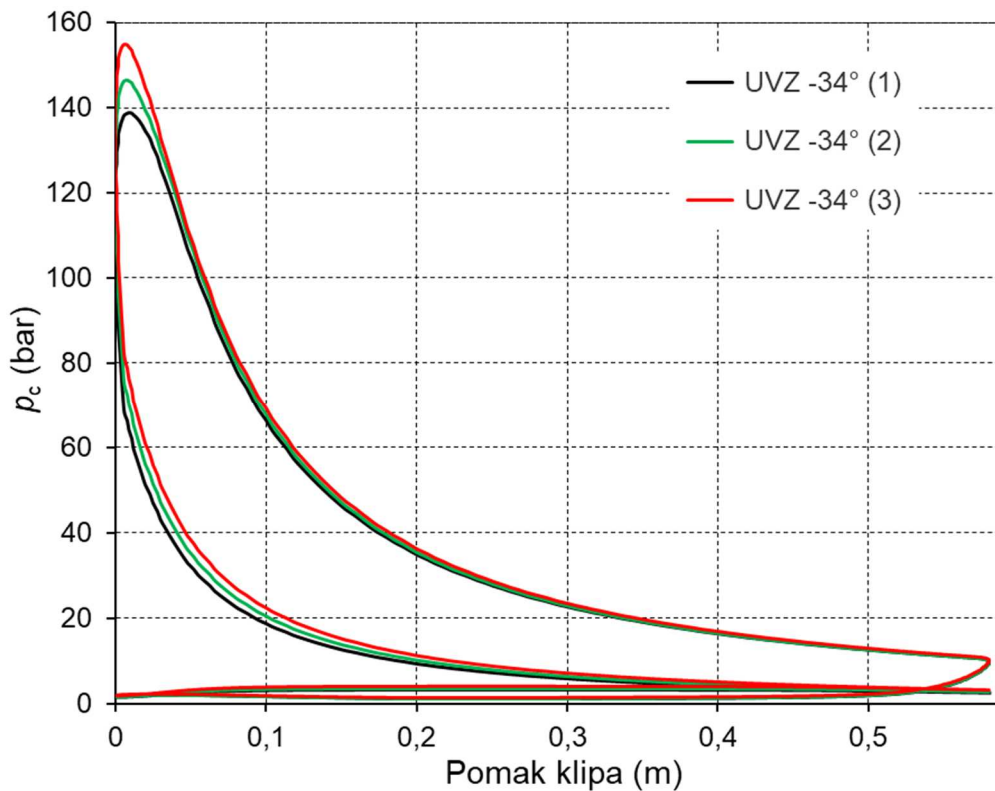


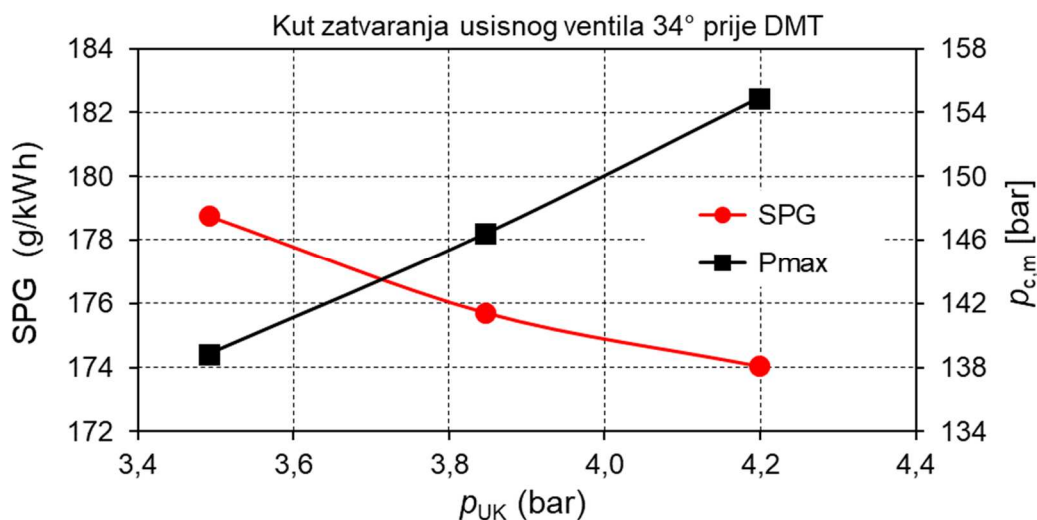
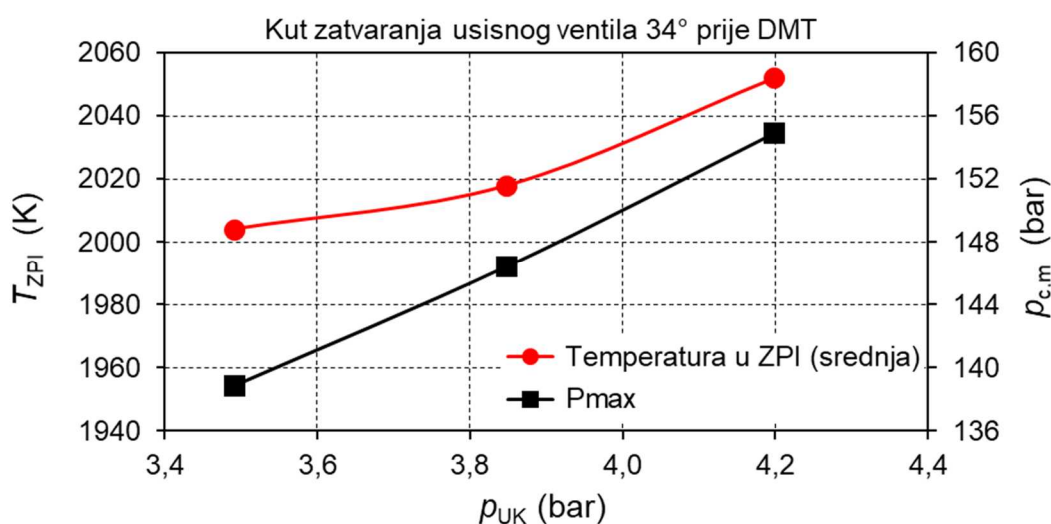
Slika 8.40. Utjecaj ranijeg ZUV na SPG i emisiju  $NO_x$  pri 100%  $P_n$



Slika 8.41. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu u ZPI i emisiju  $NO_x$  pri 100%  $P_n$ 

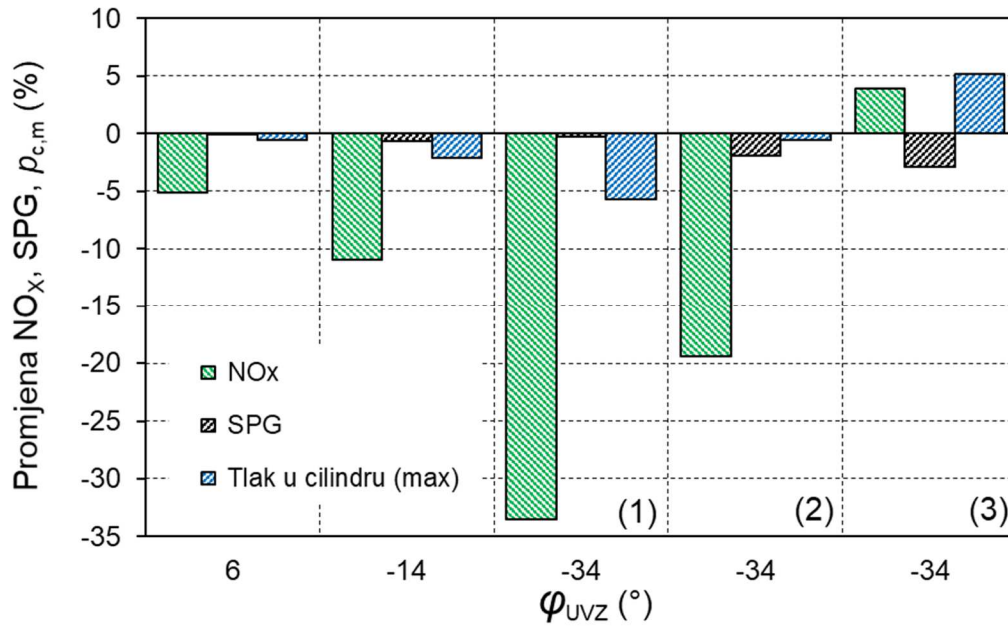
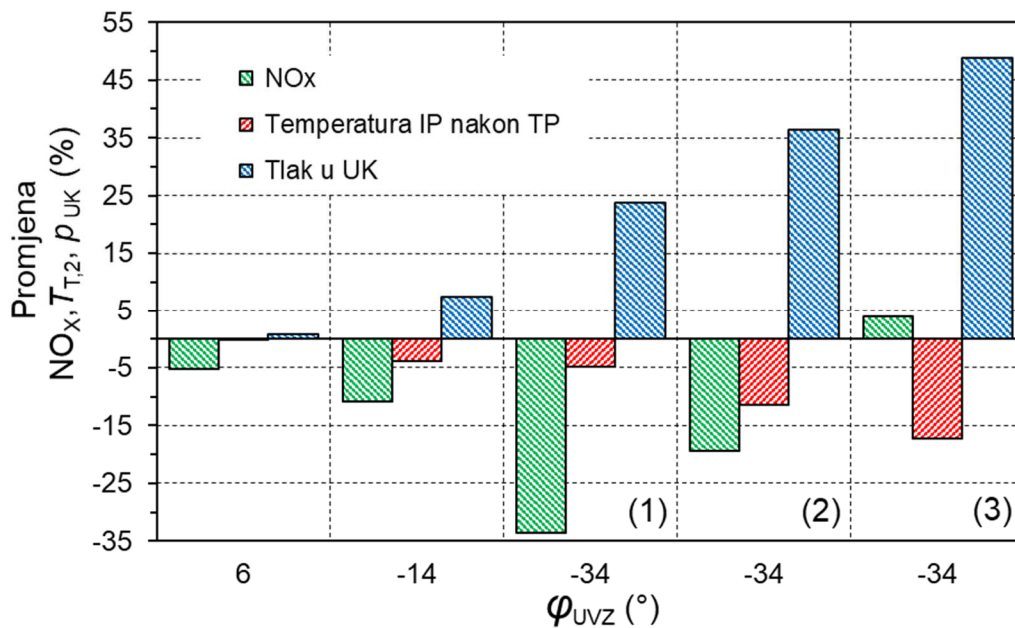
Kao i u prethodna dva režima rada motora pomoću numeričkog modela provedeno je istraživanje utjecaja daljnjeg povećanja tlaka u usisnom kolektoru na značajke motora za slučaj kada se usisni ventili zatvaraju  $60^\circ$  prije DMT. Povećanje tlaka u usisnom kolektoru provedeno je u dva koraka (2) i (3) od po 10% i 20% u odnosu na tlak u usisnom kolektoru koji je bio potreban da se nadoknadi smanjenje mase svježeg punjenja kod ranijeg zatvaranja usisnog ventila (1).

Slika 8.42. Utjecaj ranijeg ZUV i povećanog tlaka u UK na tlak u cilindru pri 100%  $P_n$

Slika 8.43. Utjecaj povećanja tlaka u UK na SPG i tlak u cilindru pri 100%  $P_n$ Slika 8.44. Utjecaj povećanja tlaka u UK na  $T_{ZPI}$  i tlak u cilindru pri 100%  $P_n$ 

Usporedbom indikatorskih dijagrama dobivenih simulacijom rada motora kod ranijeg zatvaranja usisnog ventila od 60° prije DMT, pokazuju da daljnje povećanje tlaka u usisnom kolektoru uzrokuje povećanje tlaka u cilindru. Povećanje tlaka u cilindru ima za posljedicu smanjenje pozitivnog učinka ranijeg zatvaranja usisnog ventila na temperaturu u zoni plinova izgaranja odnosno na emisiju dušikovih oksida. Međutim postiže se smanjenje SPG, koje pri povećanju tlaka u usisnom kolektoru za približno 20% iznosi gotovo 2,9% u odnosu na osnovni motor.

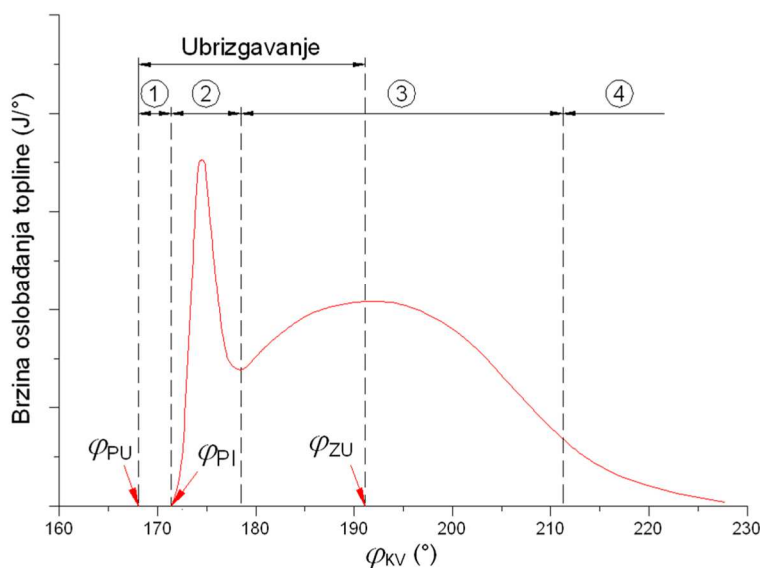
Ranije zatvaranje usisnog ventila 60° prije DMT omogućuje smanjenje emisije  $NO_x$  za 33,5% u odnosu na osnovni motor, a pri tom ne dolazi do povećanja potrošnje goriva. Temperatura ispušnih plinova nakon turbine smanjena je za približno 4,9%, a tlak u usisnom kolektoru potrebno je povećati za 23,8% u odnosu na osnovni motor kako bi masa punjenja ostala približno ista.

Slika 8.45. Promjena  $\text{NO}_x$ , SPG,  $p_{c,m}$  kod ranijeg ZUV i povećanja tlaka u UK pri 100%  $P_n$ Slika 8.46. Promjena  $\text{NO}_x$ ,  $T_{T,2}$ ,  $p_{UK}$  kod ranijeg ZUV i povećanja tlaka u UK pri 100%  $P_n$ 

Daljnijim povećanjem tlaka u usisnom kolektoru za 20% postiže se smanjenje SPG za približno 2,9%, međutim učinak na emisiju  $\text{NO}_x$  je takav da dolazi do povećanja emisije od 3,9%. Pri tom se nastavlja trend smanjenja temperature ispušnih plinova nakon TP koji pri tom premašuje 17,2%. Kako bi se postiglo povećanje mase punjenja za 20% potrebno je povećati tlak u usisnom kolektoru za 48,8% u odnosu na "osnovni" motor.

### 8.3. Podijeljeno ubrizgavanje goriva

Proces u cilindru dizelskog motora od početka ubrizgavanja goriva do završetka izgaranja goriva u cilindru dizelskog motora odvija se u četiri faze. Prva faza naziva se **zakašnjenje paljenja** i u njoj se odvija isparavanje i miješanje goriva do trenutka kada su ispunjeni uvjeti za zapaljenje nastale gorive smjese. Drugu fazu obilježava relativno naglo izgaranje gorive smjese koja je nastala tijekom perioda zakašnjenja paljenja. Druga faza se naziva **izgaranje prethodno nastale smjese**, te pri tom dolazi do intenzivnog oslobađanja topline koje uzrokuje nagli porast temperature i tlaka u cilindru. Nakon početnog naglog povećanja brzine oslobađanja topline slijedi treća faza kod kojeg je brzina izgaranja kontrolirana brzinom miješanja preostalog goriva sa svježim punjenjem. U trećoj fazi koja se naziva **miješanjem upravljano izgaranje** brzina oslobađanja topline je manja nego u prethodnoj fazi. Tijekom četvrte faze izgaranja odvija se dogorijevanje preostalog goriva, te se ova faza naziva **kasno izgaranje**. Opisane faze procesa u cilindru dizelskog motora prikazane su na Slici 8.47, na kojoj je prikazana ovisnost brzine oslobađanja topline u ovisnosti o položaju koljenastog vratila motora.



Slika 8.47. Promjena brzine oslobađanja topline i faze procesa izgaranja

Faze procesa izgaranja prikazane na slici su:

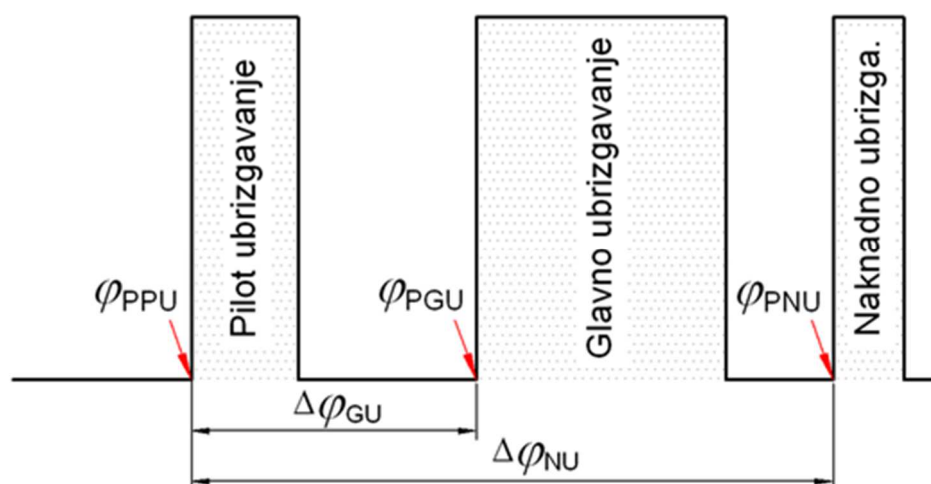
- 1 – zakašnjenje paljenja,
- 2 – izgaranje prethodno nastale smjese,
- 3 – miješanjem upravljano izgaranje,
- 4 – kasno (*naknadno*) izgaranje.

Zakašnjenje paljenja odnosno prva faza procesa izgaranja traje od početka ubrizgavanja goriva do početka izgaranja. Druga faza počinje izgaranjem upaljive smjese koja je nastala tijekom prve faze. Za drugu fazu izgaranja karakteristično je naglo povećanje i smanjenje brzine izgaranja. Nakon smanjenja brzine izgaranja u prethodnoj fazi započinje treća faza kod koje brzina oslobađanja topline manja i uglavnom ovisi o raspršenosti goriva, intezitetu miješanja medija u cilindru s gorivom i kemijskim reakcijama. Pri kraju treće faze dolazi do znatnog smanjenja brzine oslobađanja topline, te započinje četvrta faza izgaranja u kojoj nastupa dogorijevanje preostalog goriva.

U drugoj i u trećoj fazi dolazi do miješanja ubrizganog goriva sa zrakom, njegova isparavanja i zagrijavanja na temperaturu paljenja. Gorivo zagrijano na temperaturu paljenja u uvjetima lokalno „bogate“ smjese samo djelomično oksidira, a nastavak izgaranja se odvija pri približno stehiometrijskom omjeru zraka i goriva. Prvi dio tog procesa koji se odvija u uvjetima lokalno „bogate“ smjese uzrokuje nepotpuno izgaranje odnosno nastanak čađe. Međutim tako nastala čađa u velikoj mjeri izgara tijekom četvrte faze, a samo manji dio ne izgara i s ispušnim plinovima dospijeva u okoliš.

Nagli porast temperature u cilindru za vrijeme druge faze izgaranja uzrokuje lokalno povećanje temperature u zoni izgaranja koje za posljedicu ima povećanje brzine nastanka „termičkog“ NO, te se smatra glavnim uzrokom njegova nastanka. Općenito sniženje temperature u komori izgaranja (*cilindru*) ima pozitivan učinak na smanjenje emisije dušikovih oksida, međutim ujedno ima negativan učinak odnosno povećava emisiju krutih čestica. Stoga je prilikom primjene primarnih mjera, kojima se smanjenjem temperature smanjuje emisija NO<sub>x</sub>, potreban kompromis kako bi se izbjeglo povećanje emisije krutih čestica iznad dopuštenih vrijednosti.

Podijeljeno ubrizgavanje goriva omogućuje pored ostalog smanjenje emisije NO<sub>x</sub>, a da pri tom ne dođe do značajnijeg povećanja emisija krutih čestica. Iako je realizacija podijeljenog ubrizgavanja u određenoj mjeri ostvariva i s mehanički upravljanim sustavima ubrizgavanja goriva, puni potencijal ostvaruje se primjenom sustava s zajedničkim vodom. Kod sustava sa zajedničkim vodom ventilima za ubrizgavanje goriva upravlja se pomoću električnih impulsa, pa je moguće optimizirati profil ubrizgavanja za bilo koji režim rada motora. Princip podijeljenog ubrizgavanja prikazan je na Slici 8.48. Općenito podijeljeno ubrizgavanje se sastoji od tri dijela: pilot ubrizgavanje, glavno ubrizgavanje i naknadno (*post*) ubrizgavanje. Koriste se i složenije sheme s više pilot i naknadnih ubrizgavanja, kao i sheme podijeljenog ubrizgavanja koje se sastoje samo od pilot i glavnog ubrizgavanja.



Slika 8.48. Podijeljeno (višestruko) ubrizgavanje goriva

Na prethodnoj slici korištene su oznake:

$\varphi_{PPU}$  - kut početka pilot ubrizgavanja,

$\varphi_{PGU}$  - kut početka glavnog ubrizgavanja,

$\varphi_{PNU}$  - kut početka naknadnog ubrizgavanja,

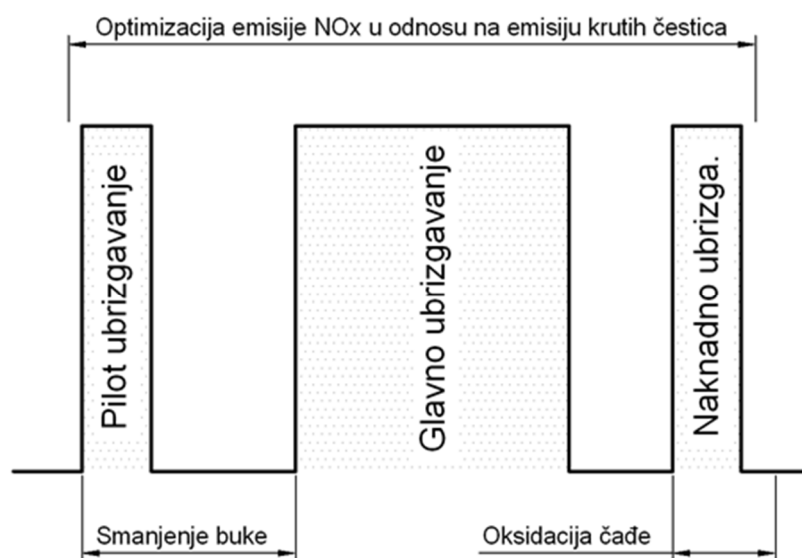
$\Delta\varphi_{GU} = \varphi_{PGU} - \varphi_{PPU}$ , i

$\Delta\varphi_{NU} = \varphi_{PNU} - \varphi_{PPU}$ .

Primjenom podijeljenog ubrizgavanja može se u znatnoj mjeri utjecati na tijek procesa izgaranja odnosno na količinu štetnih tvari u ispušnim plinovima dizelskih motora. Pri tom na smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  kao i buke koje nastaje prilikom izgaranja znatan utjecaj ima pilot ubrizgavanje. Dok se naknadnim ubrizgavanjem goriva može postići smanjenje emisije čađe, kao i povećanje temperature ispušnih plinova koje je potrebno kod primjene sekundarnih mjera za naknadnu obradu ispušnih plinova (SCR). Osim toga viša temperatura ispušnih plinova povećava entalpiju i eksergiju toplinskog toka što ima pozitivan utjecaj na učinkovitost korištenja topline ispušnih plinova.

Utjecaj podijeljenog ubrizgavanja goriva na emisiju štetnih tvari kao što su dušikovi oksidi, krute čestice i čađa prikazan je na Slici 8.49. Kao što je ranije istaknuto smanjenje buke i emisije  $\text{NO}_x$  u direktnoj je vezi s pilot ubrizgavanjem, a oksidacija čađe koja je nastala u početku procesa izgaranja može se postići kasnijim naknadnim ubrizgavanjem goriva. Odgovarajućom shemom ubrizgavanja moguće je ostvariti optimalno smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  u odnosu na emisiju krutih čestica. Međutim to nije

nimalo lak zadatak budući je potrebno odrediti optimalan početak, trajanje i količinu ubrizganog goriva za svaku pojedinu fazu ubrizgavanja.



Slika 8.49. Utjecaj podijeljenog (*višestrukog*) ubrizgavanja na emisiju

Primjenom odgovarajuće sheme podijeljenog ubrizgavanja moguće je učinkovito kontrolirati emisiju, međutim potrebno je obratiti pozornost na specifičnu potrošnju goriva. Naime, potrebno je odabrati shemu ubrizgavanja pri kojoj će biti postignut kompromis između smanjenja emisije i povećanja specifične potrošnje goriva.

Eksperimentalno istraživanje utjecaja profila brzine ubrizgavanja i podijeljenog ubrizgavanja goriva na emisiju prikazano je u radu [106]. Rezultati eksperimentalnih istraživanja provedenih na dizelskom motoru s turbopunjačem pokazuju da se najmanja emisija čestica i specifična potrošnja goriva ostvaruje jednostrukim ubrizgavanjem goriva. Pored toga utvrđeno je da se kod podijeljenog (*pilot i glavno*) ubrizgavanja povećanjem količine goriva ubrizganog u prvoj fazi povećava emisiju NO<sub>x</sub> dok se emisija čestica smanjuje. Prema dobivenim podacima zaključeno je da se optimalna količina pilot ubrizganog goriva nalazi u području od 10% do 25% ukupne količine goriva po procesu, dok povećanje razmaka između pilot i glavnog ubrizgavanja dovodi do povećanja SPG.

Rezultati eksperimentalnog istraživanja utjecaja podijeljenog (*dvostrukog i trostrukog*) ubrizgavanja uz primjenu EGR-a na emisiju čestica i NO<sub>x</sub> prikazani su u radu [107]. Mjerenjima i numeričkim modelom analiziran je utjecaj podijeljenog ubrizgavanja (*dvostrukog*) na emisiju dizelskog motora u radu [108]. Dobiveni rezultati ukazuju da je najveće smanjenje emisije NO<sub>x</sub> ostvareno kada je u prvom ubrizgavanju (*pilot*) ubrizgavano 10% od ukupne količine goriva, a razmak između pilot i glavnog

ubrizgavanja je iznosio  $3^\circ$  zakreta koljenastog vratila. Mogućnost smanjenja emisije  $\text{NO}_x$  do 42% bez povećanja SPG primjenom Miller-ovog procesa i podijeljenog ubrizgavanja goriva potvrđena je u radu [109]. U istom radu navodi se i mogućnost za smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  do 57% uz povećanje SPG za 4%.

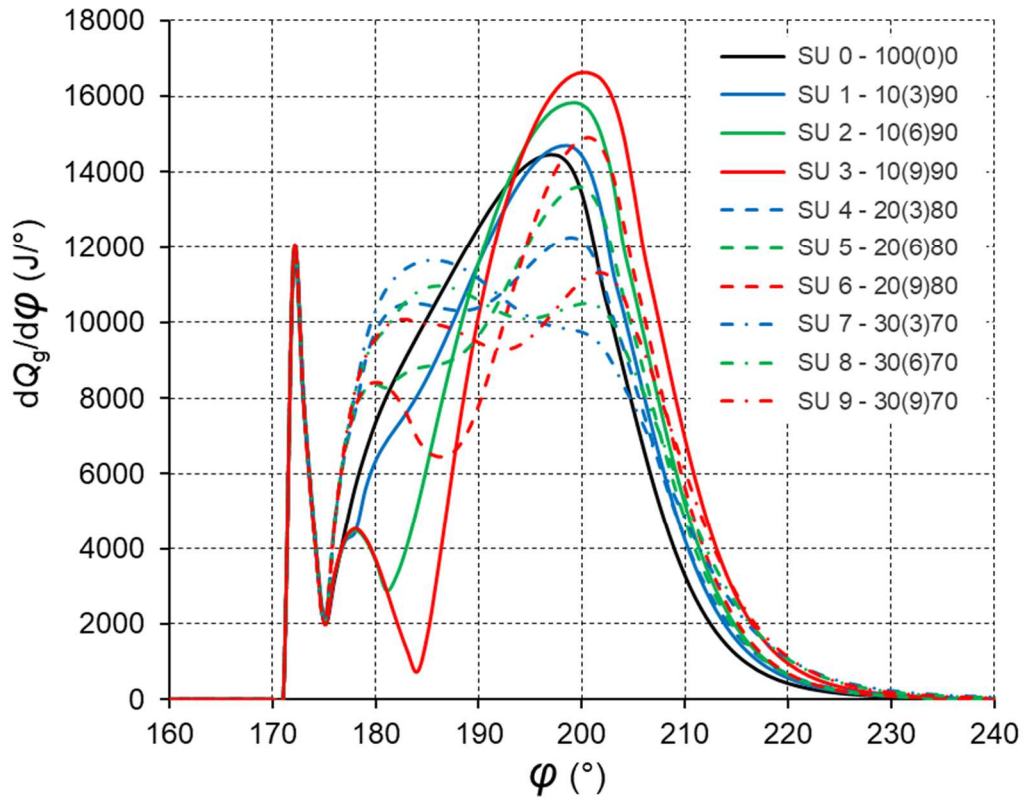
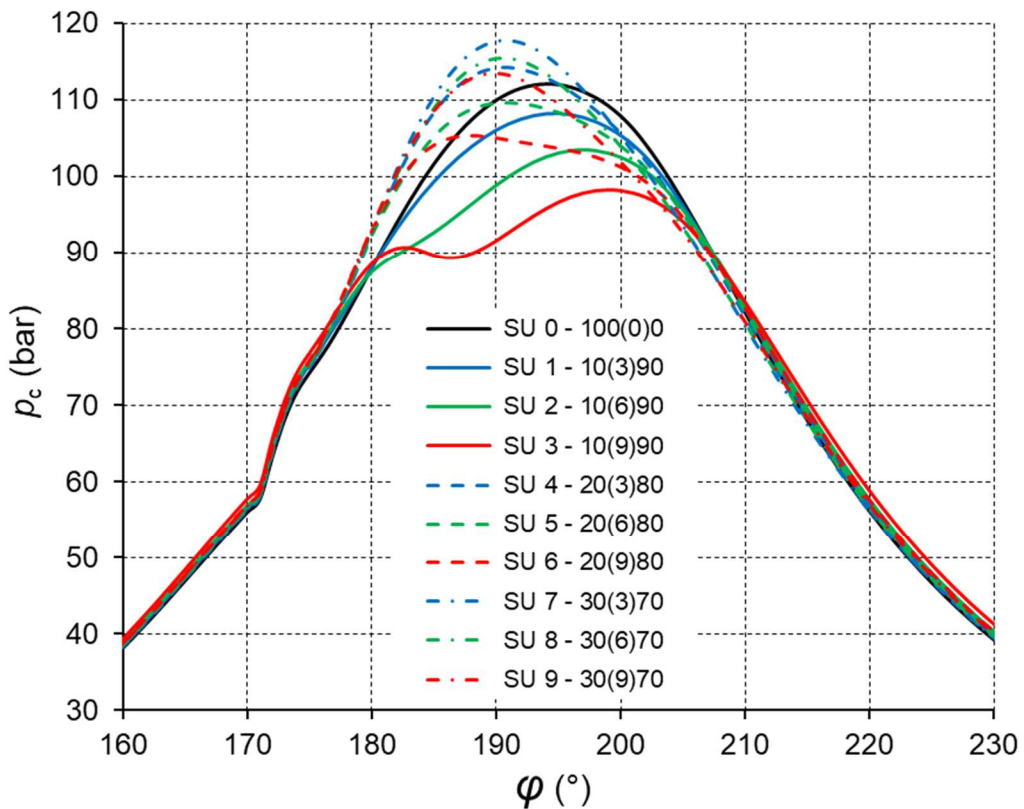
Analiza utjecaja podijeljenog ubrizgavanja, Miller-ovog ciklusa i EGR na emisiju dušikovih oksida brodskog četverotaktnog dizelskog motora dat je u radu [110]. Provedena istraživanja su potvrdila da podijeljeno ubrizgavanje goriva dovodi do povećanja SPG, međutim znatno ranijim pilot ubrizgavanjem moguće je ublažiti ovaj nepoželjni učinak. Međutim i u slučaju ekstremno ranog pilot ubrizgavanja specifična potrošnja goriva je u provedenom istraživanju bila veća i do 10% u odnosu na jednostruko ubrizgavanje.

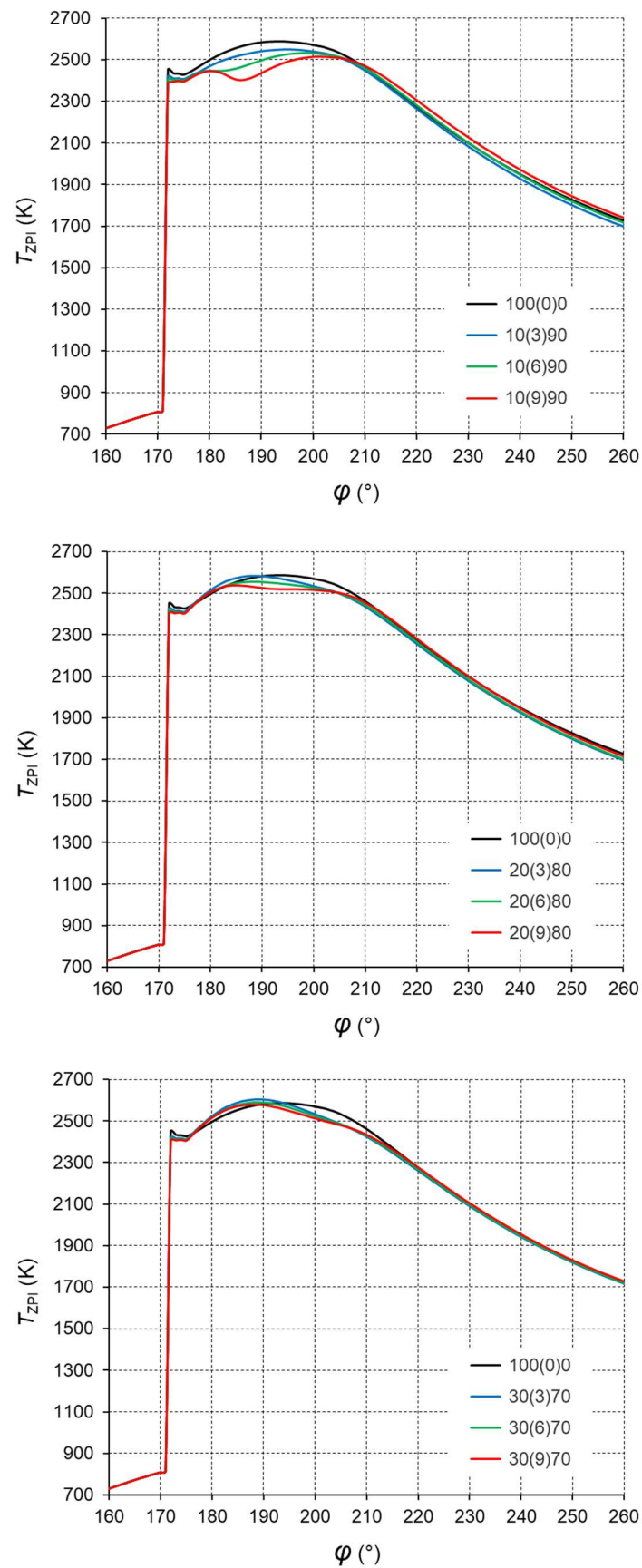
U nastavku istražiti će se utjecaj podijeljenog ubrizgavanja na temperaturu i tlak u cilindru, na emisiju dušikovih oksida, specifičnu potrošnju goriva i temperaturu ispušnih plinova. Analiza utjecaja podijeljenog ubrizgavanja provesti će se za stacionarne uvjete rada motora pri 50%, 75% i 100% od nazivne snage motora. S obzirom na veliki, gotovo neograničeni, broj shema za provedbu podijeljenog ubrizgavanja za potrebe istraživanja odabrano je podijeljeno ubrizgavanje koje se sastoji iz dva dijela (*pilot i glavno*) ubrizgavanje. Dok razvijeni računalni program omogućuje po potrebi podjelu ubrizgavanje na tri ili više dijelova.

Za sva tri slučaja opterećenja simuliran je rad motora tako da je količina ubrizganog goriva u pilot ubrizgavanju iznosila 10%, 20% i 30% od ukupne količine ubrizganog goriva. Razmak odnosno kut zakreta koljenastog vratila nakon kojeg počinje glavno ubrizgavanje goriva u odnosu na početak pilot ubrizgavanja iznosio je  $3^\circ$ ,  $6^\circ$  i  $9^\circ$ . Odgovarajuće sheme ubrizgavanja prikazane su kao  $xx(y)zz$ , pri tom je s "xx" odnosno "zz" data količina ubrizganog goriva u prvoj "pilot" odnosno drugoj "glavno" fazi ubrizgavanja. Dok "y" predstavlja kut zakreta koljenastog vratila između pilot i glavnog ubrizgavanja. Količine goriva izražene su kao postoci ukupne količine goriva koje se ubrizga u cilindar po procesu. Kao što je to učinjeno i ranije, računalnom simulacijom dobiveni rezultati prikazani su i uspoređeni s "osnovnim" motorom u formi dijagrama.

Na Slici 8.50. prikazane su krivulje brzine oslobađanja topline za devet shema ubrizgavanja goriva, dok je na Slici 8.51. prikazan utjecaj podijeljenog ubrizgavanja na tlak u cilindru, a na Slici 8.52. na temperaturu u zoni plinova izgaranja. Prikazani su odgovarajući dijagrami dobiveni kao rezultat proračuna pomoću numeričkog modela pri stacionarnim uvjetima rada i opterećenju motora od 75%.



Slika 8.50. Utjecaj podijelnog ubrizgavanja na oslobađanja topline pri  $P_n=75\%$ Slika 8.51. Utjecaj podijelnog ubrizgavanja na tlak u cilindru pri  $P_n=75\%$

Slika 8.52. Utjecaj podijeljenog ubrizgavanja na temperaturu u ZPI pri  $P_n=75\%$

Iz dijagrama prikazanih na Slici 8.50 i pripadajućih krivulja brzine oslobađanja topline proizlazi da se podijeljenim izgaranjem koje se sastoji od "pilot" i "glavnog" ubrizgavanja postiže smanjenje brzine oslobađanja topline u prvom dijelu (*treće*) faze izgaranja čiji intezitet određuje brzina nastanka gorive smjese. Pri tom do većeg smanjenja brzine oslobađanja topline u prvom dijelu treće faze izgaranja dolazi s povećanjem razmaka između ubrizgavanja. S povećanjem udjela ubrizganog "pilot" goriva učinak na smanjenje brzine oslobađanja topline se smanjuje u prvom dijelu treće faze izgaranja, ali se povećava u drugom dijelu.

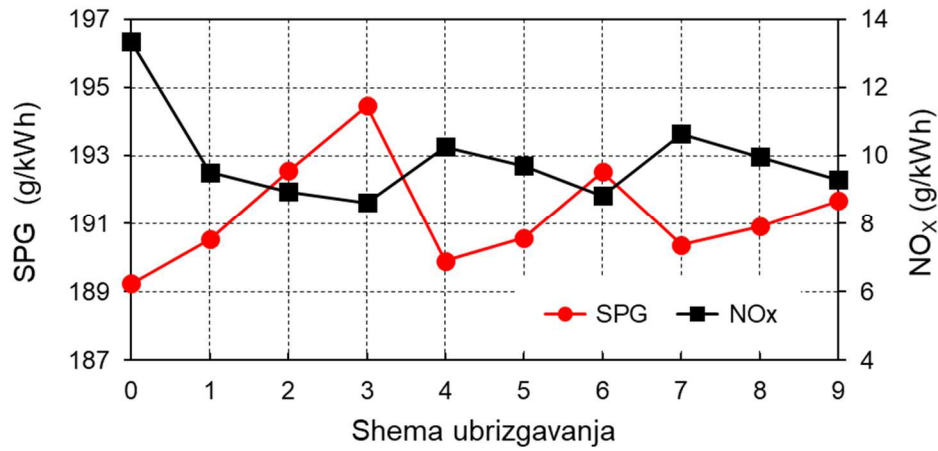
Utjecaj podijeljenog ubrizgavanja goriva na promjenu tlaka u cilindru prikazan je na Slici 8.51. Pri tom je primjetan trend smanjenja tlaka u cilindru s povećanjem razmaka između "pilot" i "glavnog" ubrizgavanja, dok povećanje količine ubrizganog "pilot" goriva dovodi do smanjenja navedenog učinka, a pri daljnjem povećanju količine ubrizganog "pilot" goriva i do povećanja najvećeg tlaka u cilindru.

Brzina oslobađanja topline i brzina promjene tlaka na početku izgaranja goriva određuju temperaturu u zoni plinova izgaranja kako je to prikazano na Slici 8.52. Iz krivulja promjene temperature proizlazi da je najveće smanjenje temperature u zoni plinova izgaranja ostvareno za shemu ubrizgavanja 10(9)90. Odnosno u pretpostavljenim uvjetima ta shema ubrizgavanja omogućuje najveće smanjenje emisije NO<sub>x</sub>, ali uz povećanje specifične potrošnje goriva za približno 3%. Dijagrami dobiveni simulacijom za brzinu oslobađanja topline, promjenu tlaka u cilindru i temperature u zoni plinova izgaranja oblikom su slični i kod 50% odnosno 100% opterećenja. Iz navedenog razloga prikazani su samo navedeni dijagrami dobiveni simulacijom kod 75% opterećenja motora.

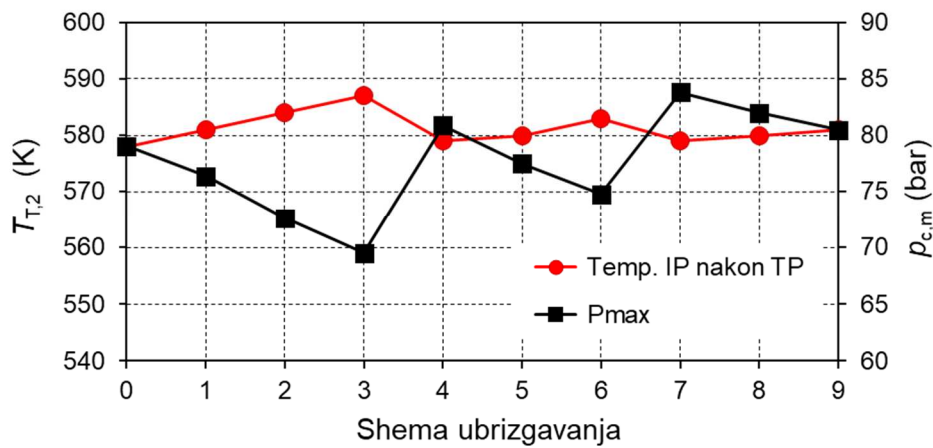
Iz usporedbe rezultata numeričkih simulacija rada motora za devet različitih shema ubrizgavanja s "osnovnim" motorom proizlazi da se optimalne vrijednosti SPG i emisije NO<sub>x</sub> postižu kod sheme ubrizgavanja 10(3)90. Tada se u ovisnosti o opterećenju motora ostvaruje smanjenje emisije NO<sub>x</sub> od približno 29% do 33%, a da se pri tom povećanje SPG ne prelazi 1%.

U nastavku je u formi dijagrama dat sažeti prikaz dobivenih rezultata utjecaja devet shema podijeljenog ubrizgavanja goriva na odabrane značajke rada motora kod 50%, 75% i 100% opterećenja motora. Pri tom se shema ubrizgavanja označena s "0" odnosi se na "osnovni" motor odnosno jednostruko ubrizgavanje goriva. Brojevima od jedan do devet označene su redom sheme ubrizgavanja čiji je utjecaj na rad motora istražen pomoću numeričkog modela.

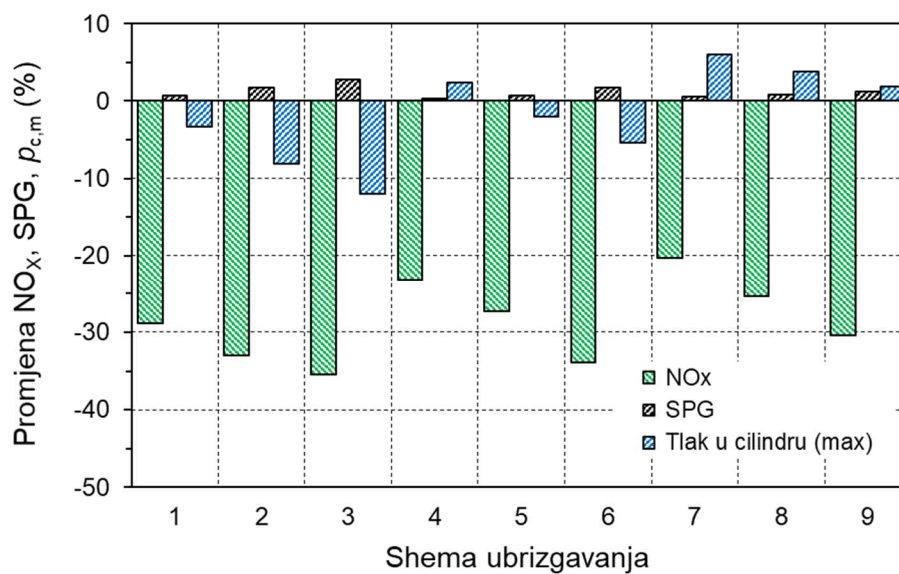
### 8.3.1. Utjecaj podijeljenog ubrizgavanja goriva kod 50% $P_n$



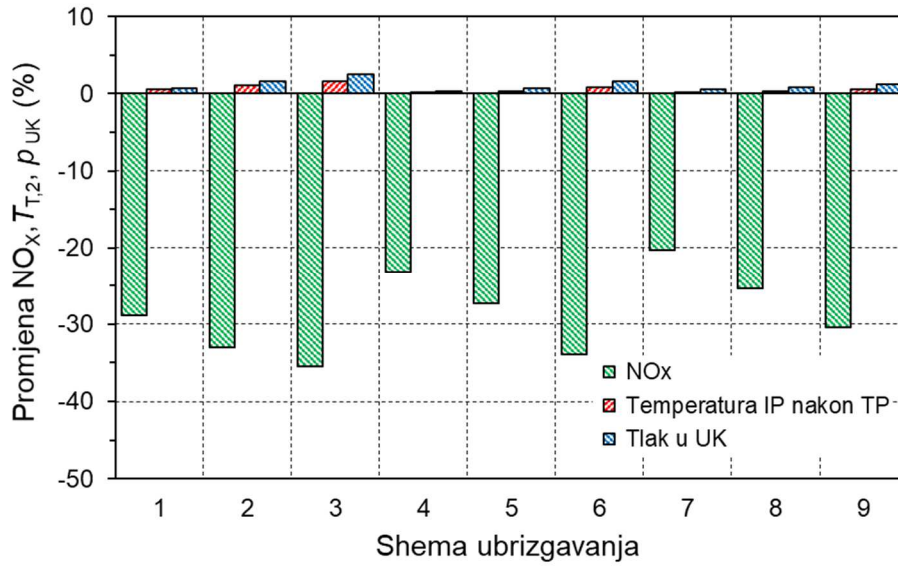
Slika 8.52. Utjecaj promjene sheme ubrizgavanja na SPG i NO<sub>x</sub> pri  $P_n=50\%$



Slika 8.53. Utjecaj promjene sheme ubrizgavanja na  $T_{T,2}$  i  $p_{c,m}$  pri  $P_n=50\%$

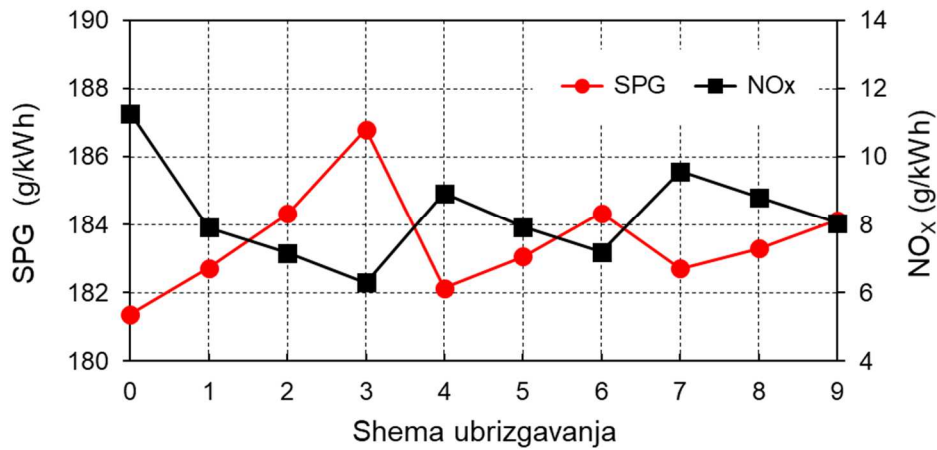


Slika 8.54. Utjecaj sheme ubrizgavanja na promjenu NO<sub>x</sub>, SPG i  $p_{c,m}$  pri  $P_n=50\%$

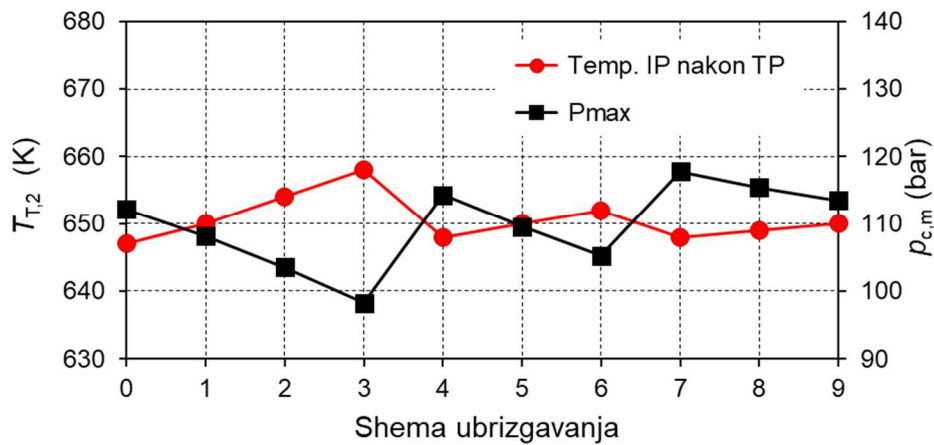


Slika 8.55. Utjecaj sheme ubrizgavanja na promjenu NO<sub>x</sub>, T<sub>T,2</sub> i p<sub>UK</sub> pri P<sub>n</sub>=50%

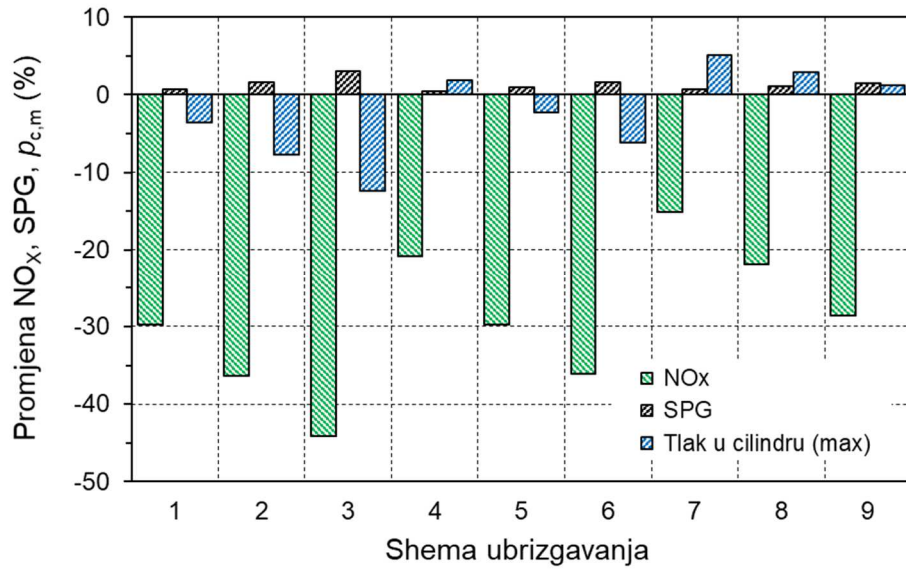
### 8.3.2. Utjecaj podijeljenog ubrizgavanja goriva kod 75% P<sub>n</sub>



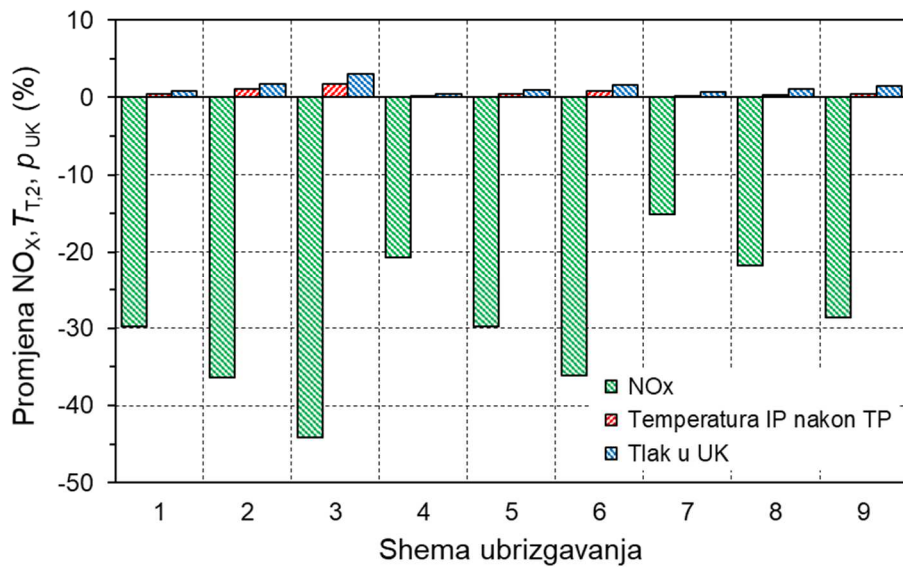
Slika 8.56. Utjecaj promjene sheme ubrizgavanja na SPG i NO<sub>x</sub> pri P<sub>n</sub>=75%



Slika 8.57. Utjecaj promjene sheme ubrizgavanja na T<sub>T,2</sub> i p<sub>c,m</sub> pri P<sub>n</sub>=75%

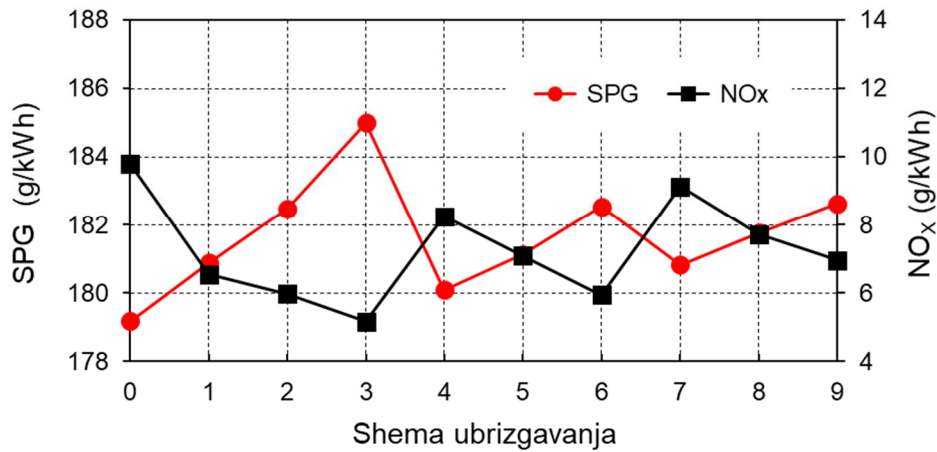


Slika 8.58. Utjecaj sheme ubrizgavanja na promjenu  $\text{NO}_x$ , SPG i  $p_{c,m}$  pri  $P_n=75\%$

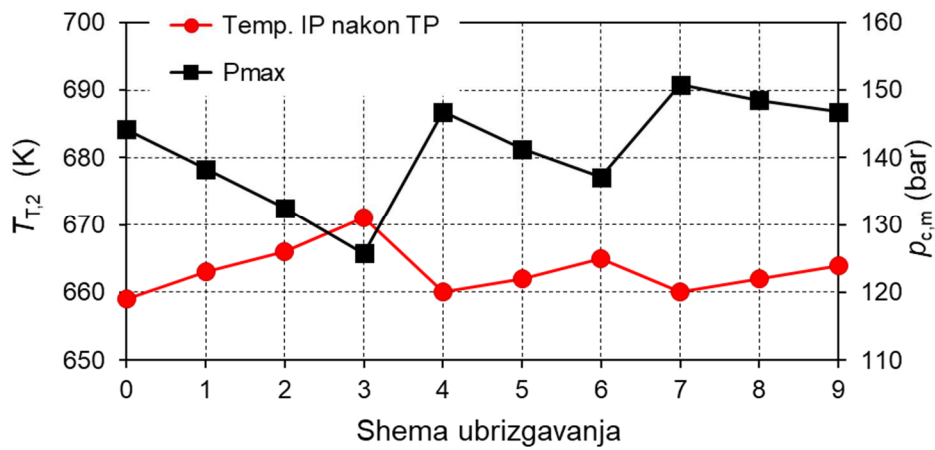


Slika 8.59. Utjecaj sheme ubrizgavanja na promjenu  $\text{NO}_x$ ,  $T_{T,2}$  i  $p_{UK}$  pri  $P_n=75\%$

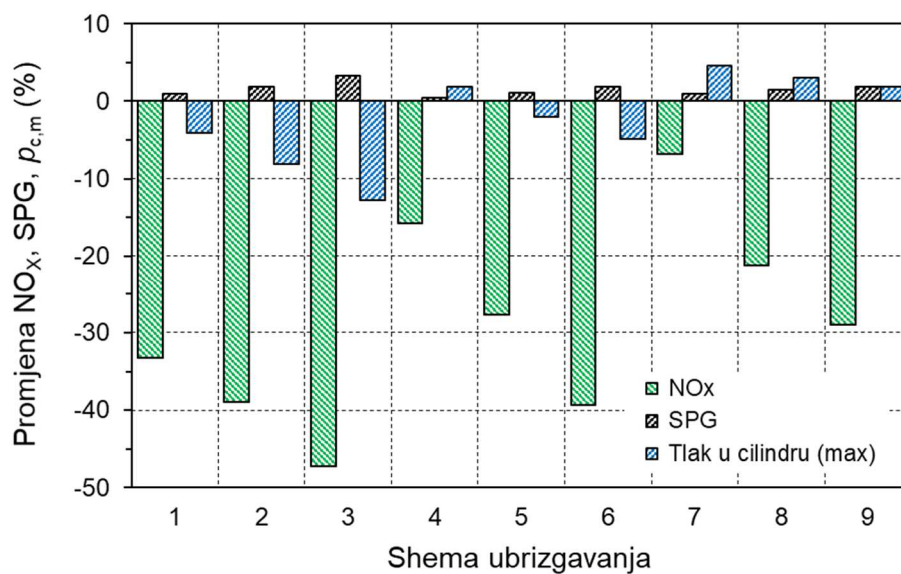
### 8.3.3. Utjecaj podijeljenog ubrizgavanja goriva kod 100% $P_n$



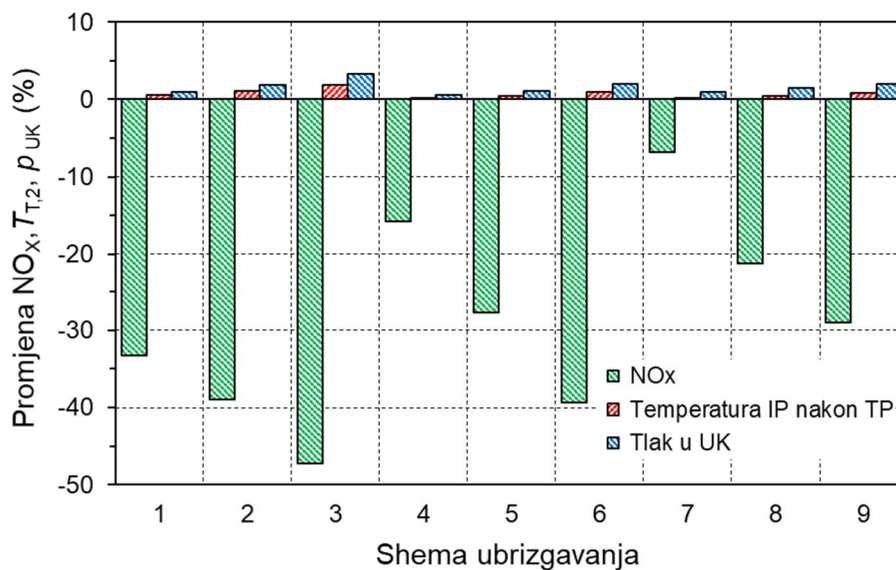
Slika 8.60. Utjecaj promjene sheme ubrizgavanja na SPG i NOx pri  $P_n=100\%$



Slika 8.61. Utjecaj promjene sheme ubrizgavanja na  $T_{T,2}$  i  $p_{c,m}$  pri  $P_n=100\%$



Slika 8.62. Utjecaj sheme ubrizgavanja na promjenu  $NO_x$ , SPG i  $p_{c,m}$  pri  $P_n=100\%$



Slika 8.63. Utjecaj sheme ubrizgavanja na promjenu NO<sub>x</sub>,  $T_{T,2}$  i  $p_{UK}$  pri  $P_n=100\%$

#### 8.4. Optimizacija potrošnje goriva i emisije NO<sub>x</sub>

Budući se u radu analizira utjecaj tri različite mjere za smanjenje emisije dušikovih oksida na energetska učinkovitost odnosno specifičnu potrošnju goriva u završnom dijelu prikazani su rezultati numeričkih simulacija pri kojima je ostvareno najveće smanjenje emisije NO<sub>x</sub> uz istovremeno najmanju SPG. Odnosno optimiziran je rada srednjookretnoga dizelskog motora koji pogoni sinkroni generator u stacionarnim uvjetima u brodskom dizel-električnom propulzijskom sustavu.

Dizel-električni propulzijski sustav, koji u uobičajenim konfiguracijama ima od četiri do šest dizel-generatora, omogućuje da neovisno o uvjetima plovidbe dizel motori rade pri optimalnom opterećenju od 70% do 80% od nazivne snage. Optimizacija rada provedena je za stacionarne uvjete rada motora pri opterećenju od 75% trajne najveće snage. Osnovni kriterij za odabir optimalnog rješenja bio je postići čim manju emisiju NO<sub>x</sub> uz zadržavanje energetske učinkovitosti, pri tom je dopušteno povećanje SPG do približno 1%. Nastojanja da se smanjenje temperature ispušnih plinova nakon TP, do kojeg dolazi uslijed ranijeg zatvaranja usisnih ventila (*Miller-ov proces*), djelomično kompenzira kasnijim početkom i različitim shemama ubrizgavanja goriva dovodila su do daljnjeg smanjenja emisije NO<sub>x</sub>, ali i znatnijeg povećanja SPG.

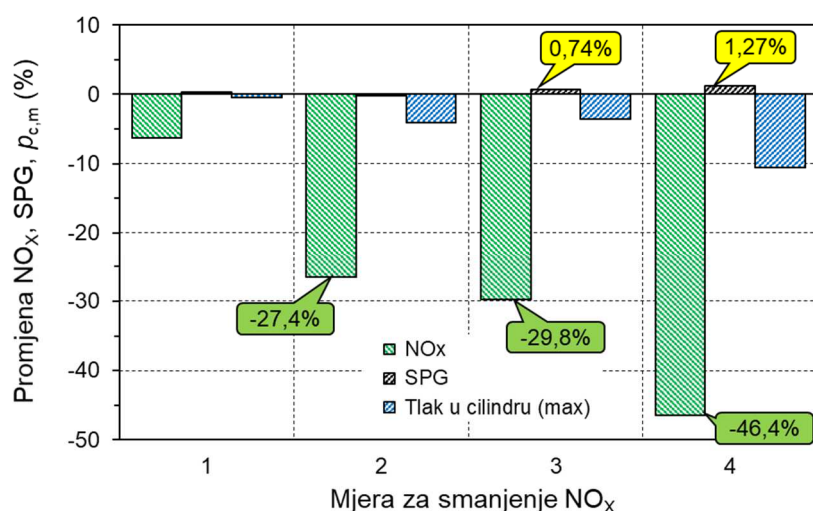
Na Slici 8.65, 8.66 i 8.67 prikazane su promjene u emisiji NO<sub>x</sub>, SPG, najvećem tlaku, temperaturi IP nakon TP, toplini odvedenoj u hladnjaku zraka i tlaku u usisnom kolektoru. Vrijednosti svih promjena u postocima dobivene su usporedbom s osnovnim



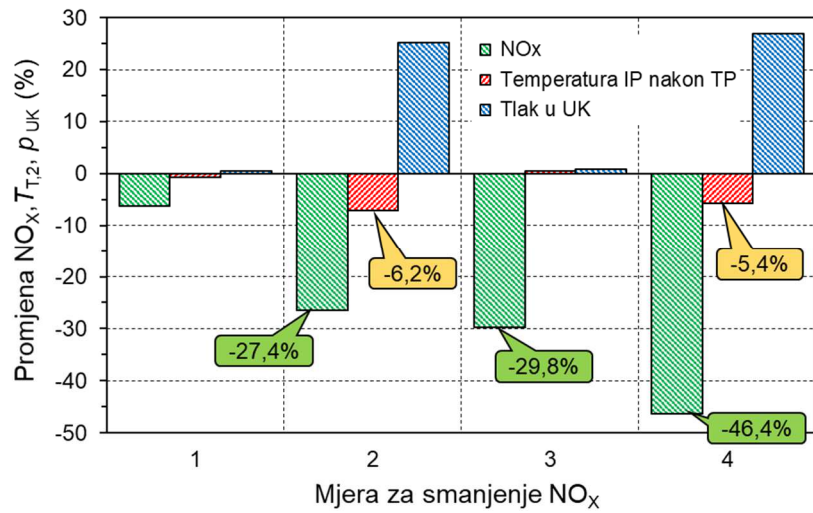
motorom. Promjene u značajkama rada motora prikazane su za tri različite mjere za smanjenje emisije  $\text{NO}_x$ , koje su označene brojevima od jedan do tri. Prva mjera je kasnije ubrizgavanje goriva za  $4^\circ$  u odnosu na kut početka ubrizgavanja goriva koji daje najmanju SPG. Ranijim zatvaranjem usisnih ventila za kut od  $60^\circ$  ostvareno je smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  za 26,5% bez smanjenja učinkovitosti, uz smanjenje temperature ispušnih za 13,1%. Primjenom podijeljenog ubrizgavanja (3) prema shemi 10(3)90 postignuto je smanjenje emisije od 29,8% dok je pri tom došlo do malog povećanja SPG od 0,74% i gotovo zanemarivog povećanja temperature IP.

U četvrtom stupcu prikazan je utjecaj tri prethodno spomenute mjere pri njihovoj istovremenoj primjeni. Ostvareno je smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  od 46,4% uz povećanje SPG za 1,27%, dok je temperatura IP nakon TP smanjenja za 5,4%, ali je količina topline odvedene u rashladniku zraka povećana za 54,6%. Znatno povećanja topline koja se odvodi u rashladniku zraka uzrokovano je povećanjem tlaka zraka u kolektoru odnosno povećanjem potrebnog rada TP. Korištenjem tog dijela "otpadne" topline može se u većoj mjeri nadoknaditi smanjenje temperature odnosno eksergije ispušnih plinova nakon turbine.

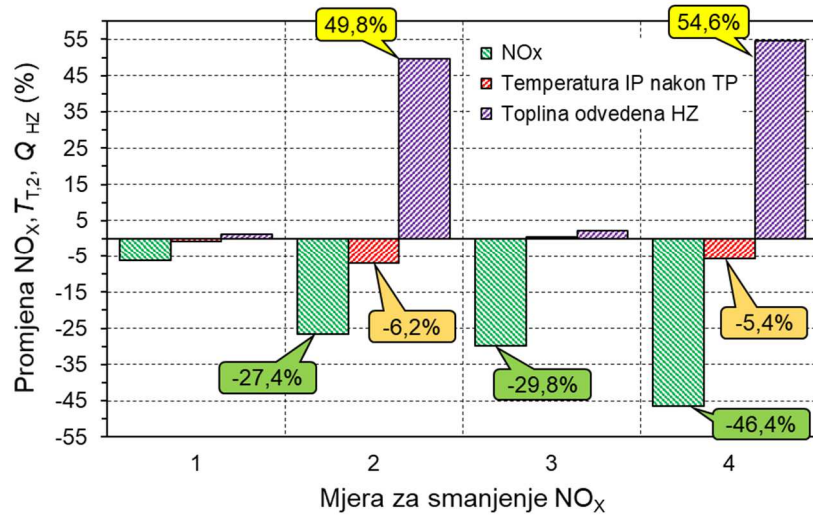
Kao što je ranije naglašeno, daljnje smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  je moguće istovremenom primjenom navedenih mjera, ali pri tom dolazi do znatnijeg smanjenja učinkovitosti odnosno povećanja potrošnje goriva. Rezultati nekoliko desetaka simulacija rada motora, uz promjenu utjecajnih parametara, pokazali su da dobivene vrijednosti predstavljaju optimum u pretpostavljenim uvjetima. Primjenom istih postupaka moguće je odrediti optimalne parametre - optimizirati rad motora pri različitim opterećenjima u ovisnosti o uvjetima plovidbe.



Slika 8.64. Utjecaj različitih mjera na promjenu  $\text{NO}_x$ , SPG i  $p_{c,m}$  pri  $P_n=75\%$



Slika 8.65. Utjecaj različitih mjera na promjenu NO<sub>x</sub>, T<sub>T,2</sub> i Q<sub>HZ</sub> pri P<sub>n</sub>=75%



Slika 8.66. Utjecaj različitih mjera na promjenu NO<sub>x</sub>, T<sub>T,2</sub> i p<sub>UK</sub> pri P<sub>n</sub>=75%

## 9. ZAKLJUČAK

Pomorski transport omogućuje prijevoz kontejnera, tekućeg i rasutog tereta na velike udaljenosti u količinama koje su nedostižne za ostale tehnologije transporta, dok s obzirom na cijenu po toni prevezenog tereta predstavlja najisplativiji oblik transporta. U strukturi troškova pri eksploataciji broda bitnu stavku čine troškovi goriva, te je to jedan od glavnih razloga dominacije dizelskog motora u brodskim energetskeim sustavima. Kao propulzijski stroj najčešće se koristi sporookretni dvotaktni dizelski motor, a četverotaktni srednjookretni dizelski motori se uglavnom koriste za pogon sinkronih generatora. Zahvaljujući tehničko-tehnološkom napretku, kao i znanstveno istraživačkom radu, suvremeni srednjookretni dizelski motori po energetskeim efikasnosti zaostaju sve manje u odnosu na sporookretnne motore. Strojarnica sa srednjookretnim dizelskim motorima ima približno dvostruko manju masu, visinu i volumen u odnosu na postrojenje iste snage sa sporookretnim dizelskim motorima koji se koriste za propulziju broda. Manje dimenzije i masa strojeva u strojarnici omogućuju povećanje korisne nosivosti i prostora.

Brodski dizelski motori moraju ispunjavati zahtjeve koji su određeni u MARPOL konvenciji, Prilog VI, (MARPOL 73/78, *Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships, Annex VI and NO<sub>x</sub> Technical Code 2008.*) a koji se odnose na smanjenje i kontrolu onečišćenja mora i morskog okoliša emisijom štetnih tvari u atmosferu do koje dolazi pri radu brodskih energetskeim postrojenja. Iako su suvremeni brodski dizelski motori sofisticirani strojevi i nadalje je prisutna potreba za optimizacijom njihova rada s obzirom na specifičnu potrošnju goriva i emisiju NO<sub>x</sub>.

Za smanjenje emisije NO<sub>x</sub> primjenjuje se nekoliko različitih mjera koje se općenito dijele na primarne i sekundarne mjere. Primarne mjere podrazumijevaju upravljanje i nadzor procesa izgaranja kao i druge tehnologije kojima se djeluje na visokotlačni dio procesa pri kojem dolazi do oslobađanja topline goriva. Brzina tvorbe dušikovih oksida eksponencijalno raste s povećanjem temperature u zoni izgaranja. Stoga je glavni cilj primarnih mjera smanjiti vršne temperature procesa, čime se ujedno postiže i smanjenje emisije NO<sub>x</sub>.

Prilikom optimizacije nastojalo se postići čim veće smanjenje emisije NO<sub>x</sub> uz zadržavanje SPG na razini prije optimizacije. Kako bi se postigli ciljevi optimizacije bile su potrebne promjene u procesu rada dizelskog motora. Analiziran je utjecaj: kasnijeg početka ubrizgavanja goriva, ranijeg zatvaranja usisnog ventila uz povećanje tlaka za prednabijanje i podijeljenog ubrizgavanja goriva na SPG, emisiju NO<sub>x</sub> i temperaturu ispušnih plinova pri različitim opterećenjima motora.

Za potrebe istraživanja definiran je numerički model brodskoga srednjookretnoga dizelskog motora, koji se temelji na rješavanju diferencijalnih jednadžbi koje proizlaze iz primjene zakona očuvanja mase i energije, te prvog glavnog stavka termodinamike. Osnovni jednozonski nultodimenzionalni model naknadno je proširen na model s dvije zone, te je dodan modul s modelom nastanka  $\text{NO}_x$  u cilindru motora.

Na temelju numeričkog modela razvijen je računalni program koji omogućuje provedbu potrebnih istraživanja uz praćenje svih bitnih značajki rada motora pri različitim opterećenjima. Provjera (*validacija*) numeričkog modela provedena je prema dostupnim tvorničkim podacima za odabrani tip motora, te prema podacima dobivenim prilikom probnih plovidbi LNG broda s dizel-električnom propulzijom, kao i drugim dostupnim podacima. Nakon provjere modela usvojene su konstrukcijske značajke "osnovnog" (*referentnog*) motora, te je simuliran njegov rad. Prilikom istraživanja utjecaja pojedinih mjera na značajke motora, polazište je bio "osnovni" motor čije su značajke korištene kao referentne vrijednosti za usporedbu.

Računalni program napisan je u razvojnom okruženju *Code::Blocks* u programskom jeziku **C**. U prvoj fazi razvijen je i provjeren programski kod za simulaciju rada dizelskog motora primjenom nultodimenzionalnog modela s jednom zonom. U odnosu na slične programe programski kod je nadograđen s nekoliko dodatnih mogućnosti. Neka od značajnijih unaprjeđenja računalnog programa su:

- mogućnost izvođenja programa u koracima manjim od jednog stupnja (*program je isproban u radu pri koraku od  $1,0^\circ$ ;  $0,5^\circ$ ;  $0,25^\circ$ ;  $0,125^\circ$  i  $0,0625^\circ$* ) zakreta KV,
- promjena kuta zatvaranja usisnog ventila – mogućnost simuliranja rada motora kod kojeg se usisni ventil zatvara prije DMT,
- dogradnja modula s u potpunosti virtualnim turbopunjačem kojim su omogućene simulacije rada motora za koje nije raspoloživo polje značajki turbopunjača,
- kontrola potpunosti izgaranja goriva,
- mogućnost simulacije podijeljenog ubrizgavanja,
- povećana točnost izračunavanja ukupnog rada motora integracijom rada svih cilindara motora.

Prednosti primijenjenog modela su: jednostavnost, prilagodljivost i zadovoljavajuća točnost dobivenih rezultata usporediva sa znatno složenijim modelima. Pri tom je pojam jednostavnosti relativan, jer u konkretnom slučaju razvijeni računalni program ima nekoliko tisuća linija koda. U drugoj fazi program je nadograđen s potprogramima koji omogućuju podjelu prostora izgaranja u dvije zone i praćenje promjena u emisiji dušikovih oksida. Kao prednost potrebno je naglasiti i brzinu

izvođenja programa koja omogućuje da se na računalu s procesorom takta 3 GHz kompletni proračun provede za približno dvije sekunde.

Za validaciju modela korišteni su dostupni podaci o radu tri po snazi, broju cilindara i drugim značajkama različita brodska srednjookretna dizelska motora namijenjena za pogon sinkronih generatora. Za motor proizvođača MAN Diesel & Turbo 7L27/38 nazivne snage 2310 kW kao izvor podataka korišten indikatorski dijagram, a za motor Wärtsilä W12V50DF nazivne snage 11700 kW, mjerenja za vrijeme probnih plovidbi i podaci proizvođača. Za motor proizvođača Wärtsilä W6L46F nazivne snage 7200 kW korišteni su podaci iz publikacija proizvođača. Dobiveni rezultati odnosno odstupanja pojedinih parametara u radu motora u odnosu na podatke dobivene iz ranije navedenih izvora su i više nego zadovoljavajući s obzirom na stupanj složenosti korištenog numeričkog modela. Time su ispunjeni svi preduvjeti za korištenje numeričkog modela odnosno računalnog programa kao alata za provedbu planiranih istraživanja.

Radi ostvarenja postavljenog cilja optimizacije rada dizelskog motora u sustavu električne propulzije broda istražen je utjecaj tri mjere za smanjenje emisije NO<sub>x</sub> na SPG i temperaturu ispušnih plinova.

Utjecaj kasnijeg ubrizgavanja goriva na SPG, nastanak NO<sub>x</sub>, tlak i temperaturu u cilindru, te temperaturu ispušnih plinova, analiziran je pri radu motora kod 50%, 75% i 100% opterećenja. Za sva tri slučaja opterećenja kut početka ubrizgavanja pomican je u koracima od po 4° prema kasnijem početku ubrizgavanja. Referentni kut početka ubrizgavanja je kut od 12° prije GMT pri kojem osnovni motor ima najmanju SPG. Kao kriterij za odabir optimalnog kuta početka ubrizgavanja goriva korišten je omjer relativnog smanjenja emisije NO<sub>x</sub> i povećanja SPG. Pri radu motora s 50% opterećenja u stacionarnim uvjetima optimalni kutu  $\varphi_{PU}$  je 4° prije GMT i pri tom je ostvareno smanjenje emisije NO<sub>x</sub> od 13,1% dok je SPG povećana za 1,2%. Kod 75% od trajne nazivne motora postiže se smanjenje emisije NO<sub>x</sub> od 7,4% dok je SPG povećana za samo 0,25%, pri optimiziranom kutu ubrizgavanja goriva  $\varphi_{PU}$  od 8° prije GMT. Za rad motora pri 100% opterećenja optimalni kut  $\varphi_{PU}$  je 8° prije GMT, a pri tom se ostvaruje smanjenje emisije NO<sub>x</sub> od 8,8% dok je povećanje SPG malo i iznosi 0,22% u odnosu na osnovni motor. Za opterećenje motora od 75% i 100% moguće je daljnje smanjenje emisije NO<sub>x</sub> za 16% odnosno 17% ako se gorivo ubrizgava 4° prije GMT. Pri tom se SPG poveća za prihvatljivih 1,2% odnosno 1,1%.

Ranije zatvaranje usisnog ventila (*Miller-ov proces, Miller timing*) predstavlja učinkovitu mjeru za smanjenje emisije NO<sub>x</sub> i potrošnje goriva kod motora s unutranjim

izgaranjem. Mjera je primjenjiva na gotove sve vrste motora, a pozitivni učinci su dodatno naglašeni ako se istovremeno koristi turbopunjač nove generacije s visokom efikasnošću. Nad-ekspanzijski proces u motoru ostvaren "skraćanjem" takta kompresije ranijim zatvaranjem usisnog ventila u odnosu na uobičajene izvedbe motora. Kod ranijeg zatvaranja usisnog ventila, prije DMT dolazi do ekspanzije medija u cilindru koja traje sve do DMT, što dovodi do smanjenja tlaka i temperature medija na početku kompresije. Manja temperatura i tlak medija na kraju kompresije uzrokuju smanjenje temperature u zoni plinova izgaranja. Nastanak „termičkog“ NO eksponencijalno je ovisan o temperaturi u komori izgaranja, pa primijenjena mjera dovodi do smanjenja emisije dušikovih oksida.

Ranije zatvaranje usisnog ventila  $60^\circ$  prije DMT kod 50% opterećenja motora omogućuje smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  za 32% u odnosu na osnovni motor, kod 75% opterećenja smanje iznosi 27,4%, a pri najvećoj trajnoj snazi motora postignuto je smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  od 33,5%. Pri tom nije došlo do povećanja potrošnje goriva. Temperatura ispušnih plinova nakon TP smanjena je za približno 6%. Kako bi masa medija u cilindru ostala približno ista, tlak u usisnom kolektoru povećan je za približno 25,0% u odnosu na osnovni motor. Usporedbom indikatorskih dijagrama dobivenih simulacijom rada motora kod ranijeg zatvaranja usisnog ventila od  $60^\circ$  prije DMT, pokazuju da daljnje povećanje tlaka u usisnom kolektoru, a samim time i mase punjenja, uzrokuje povećanje tlaka u cilindru. Povećanje najvećeg tlaka u cilindru ima za posljedicu smanjenje učinka ranije zatvaranja usisnog ventila na temperaturu u zoni plinova izgaranja odnosno na emisiju dušikovih oksida. Međutim postiže se smanjenje SPG, koje pri povećanju tlaka u usisnom kolektoru za dodatnih 20% iznosi 3,75% u odnosu na osnovni motor pri opterećenju od 75%, uz smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  od 10%. Kod punog opterećenja i dodatnih 20% povećanja tlaka u usisnom kolektoru SPG se smanjuje za 2,9% uz povećanje emisije  $\text{NO}_x$  za približno 4%.

Primjenom podijeljenog ubrizgavanja može se u znatnoj mjeri utjecati na tijek procesa izgaranja odnosno na količinu štetnih tvari u ispušnim plinovima dizelskih motora. Pri tom na smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  kao i buke koje nastaje prilikom izgaranja znatan utjecaj ima pilot ubrizgavanje. Primjenom odgovarajuće sheme podijeljenog ubrizgavanja moguće je učinkovito kontrolirati emisiju  $\text{NO}_x$ . Potrebno je odabrati shemu ubrizgavanja pri kojoj će biti postignut kompromis između smanjenja emisije i povećanja SPG. Iz usporedbe rezultata numeričkih simulacija rada motora za devet različitih shema ubrizgavanja s "osnovnim" motorom proizlazi da se optimalne vrijednosti SPG i emisije  $\text{NO}_x$  postižu kod sheme ubrizgavanja 10(3)90. Tada se u ovisnosti o opterećenju motora ostvaruje smanjenje emisije  $\text{NO}_x$  od približno 29% do 33%, a da pri tom povećanje SPG ne prelazi 1%.

Istovremenom primjenom sve tri mjere za smanjenje emisije NO<sub>x</sub>, kod opterećenja od 75%, postignuto je smanjenje emisije NO<sub>x</sub> od 46,4% uz povećanje SPG za 1,27%, dok je temperatura IP nakon TP smanjena za 5,4%, a količina topline odvedene u rashladniku zraka povećana je za 54,6%. Moguće je i daljnje smanjenje emisije NO<sub>x</sub>, ali pri tom dolazi do daljnjeg povećanja potrošnje goriva. Rezultati nekoliko desetaka simulacija rada motora, uz promjenu utjecajnih parametara, pokazali su da dobivene vrijednosti predstavljaju optimum u pretpostavljenim uvjetima. U prilog opravdanosti primjene analiziranih mjera za smanjenje emisije ide i činjenica da je u opisanom primjeru optimizacije rada motora postignuto smanjenje najvećeg tlaka u cilindru za 10,6% u odnosu na „osnovni“ motor. Smanjenje najvećeg tlaka u cilindru pored ostalog smanjuje mehaničko opterećenje vitalnih dijelova motora i ima pozitivan učinak na trajnost motora i smanjenje troškova održavanja.

Provedena istraživanja pokazala su da je primjenom u radu analiziranih mjera moguće znatno smanjiti emisiju dušikovih oksida koja nastaje pri radu brodskih srednjookretnih motora uz zanemarivo povećanje specifične potrošnje goriva. Time je ujedno ostvaren postavljeni cilj istraživanja odnosno optimiziran je rad dizelskog motora s obzirom na emisiju NO<sub>x</sub> i SPG, pri stacionarnim uvjetima rada u sustavu za električnu propulziju broda. Primjenom opisanog numeričkog modela moguće je optimizirati rad motora s obzirom na emisiju NO<sub>x</sub> i specifičnu potrošnju goriva pri različitim opterećenjima motora.

Osim za izradu ovog rada, rezultati provedenog istraživanja i numerički model, odnosno računalni program mogu se koristiti u: obrazovanju, inženjerskoj praksi i istraživanjima. U obrazovanju, numerički model primjenjiv je kod demonstracija utjecaja promjene različitih parametara rada motora na SPG, emisija štetnih tvari, tlakove i temperature odnosno na performanse motora. Jedna od mogućnosti primjene modela u inženjerskoj praksi je u aplikacijama za predviđanje emisije NO<sub>x</sub> korištenjem podataka o tlaku u cilindru dobivenih mjerenjem. Pri tom je moguća ne samo naknadna analiza prikupljenih podataka, već i njihova obrada u realnom vremenu zahvaljujući efikasnom (*brzom*) algoritmu.

Osim toga model predstavlja ekonomičan i efikasan alat primjenjiv u istraživačkom radu za predviđanje performansi motora uz znatno smanjenje troškova eksperimentalnog istraživanja. Po potrebi moguća je daljnja nadogradnja i poboljšanje numeričkog modela kako bi se prilagodio potrebama znanstveno-istraživačkog zadatka. Uz male prilagodbe moguća je primjena modela za analizu rada dvotaktnih brodskih dizelskih motora, te za simulaciju rada u nestacionarnim režimima rada uz uporabu različitih tekućih i plinovitih goriva.

## Popis literature

- [1] Pelić, V.: Povećanje učinkovitosti električne propulzije broda korištenjem energije ispušnih plinova, magistarski rad, Rijeka, 2009.
- [2] Neumann, K.: Untersuchungen an der Dieselmaschine. Einfluss der Verbrennungsgeschwindigkeit auf das Arbeitsverfahren, Forschung, Heft 4 1934.
- [3] Zinner, K.: Schaubild zur Beurteilung des Verbrennungsablaufes im Motor, Forschung, Heft 2, 1937.
- [4] List, H.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, Der Zweitakt, serija: List- Verbrennungskraftmaschine, Band 4, Teil 2, Springer Verlag, Wien, 1950.
- [5] List, H.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, Der Viertakt, serija: List-Verbrennungskraftmaschine, Band 4, Teil 3, Springer Verlag, Wien, 1952..
- [6] Hasselgruber, H.: Verallgemeinerte Berechnung des stationären Ladungswechsel von Verbrennungskraftmaschinen, Forschung Ing. Wes. Nr. 5 1961.
- [7] Orlin, A. S., Kruglov, M. G.: Kombinirovanie dvuhaktne dvigateli, Mašinstroenie, Moskva, 1968.
- [8] Wallace, F. J.: Vergleich des Gleichdruck und Stossaufladeverfahrens bei der Abgasturboufladung von Dieselmotoren mit hohen Aufladerdruck, MTZ, Nr. 5, 1964.
- [9] Simson, A. E.: Gazoturbinii nadduv dizelei, Mašinstroenie, Moskva, 1964.
- [10] Pischinger, A.: Bewegungsvorgänge in Gassäulen, insbesondere beim Auspuff- und Spülvorgang von Zweitaktmaschinen, Forschung Ing.-Wes., Band 6, 1935.
- [11] Pischinger, A.: Der Ansaugvorgang bei Ein und Mehrzylinder - Viertaktmaschinen, ATZ Heft 9, 1936..
- [12] List, H., Reyl, G.: Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, Grundlagen, Serija: List - Verbrennungskraftmaschine, Band 4, Teil 1. Springer, Verlag, Wien, 1949.
- [13] Wright, E. H. Gill, K. F.: Theoretical Analysis of the Unsteady Gas Flow in the Exhaust System of an Engine, J. Mech. Engng Sci., Nr. 1, 1966.
- [14] Woschni, G.: Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor - Kreisprozessen, MTZ 26, 1965.
- [15] Mc Aulay, K. J. et al.: Development and Evaluation of the Simulation of the Compression - Ignition Engine. - SAE Paper 650451, 1965.
- [16] Ryti, M.: Ein Rechenprogramm für den Ladungswechsel Aufgeladener Dieselmotoren, Brown Boveri Mitteilungen (1968) 8, 429-439.
- [17] Haasse, W.: Thermodynamische Studie zur Abgasturboaufladung und Turbokühlung, MTZ 32 (1971) 1, p.6-13.
- [18] Winterbone, D. E., Thiruarooran, C., Wellstead, P. E.: A Whole Dynamic Model of a Turbocharged Diesel Engine for Transfer Function Evaluation, SAE Paper, 770124, 1977.
- [19] Wallace, F. J., Winkler, G.: Very High Output Diesel Engines - A Critical Comparison of Two Stage Turbocharged, Hyperbar and Differential Compound Engines, SAE Paper 770756, 1977.
- [20] Winkler, G., Wallace, F. J.: Untersuchung der Zusammenarbeit von Kolbenmotor und Stromungsmaschinen mittels numerischer Simulation, MTZ 40, 1979, 7/8, 331-336, MTZ 40, 1979, 10, 433-439.



- 
- [21] Watson, N., Marzouk, M. A.: Non-linear Digital Simulation of Turbocharged Diesel Engines under Transient Conditions, SAE PAPER 770123, 1977.
- [22] Boy, P.: Beitrag zur Berechnung des instationären Betriebsverhaltens von mittelschnellaufenden Schiffsdieselmotoren, Dissertation, Hannover, TH, 1980.
- [23] Jankov, R.: Matematičko modeliranje strujno-termodinamičkih procesa i pogonskih karakteristika dizel-motora, Naučna knjiga Beograd, 1984, I i II dio.
- [24] Stronach, A.F., Smith, J.R.: Development of a simulation model of turbocharged diesel engine prime-movers for power system studies, Electrical Power & Energy Systems, Vol. 10., 2, 1988, 123-129.
- [25] Medica, V.: Simulacija dinamičkih uvjeta rada dizelmotora sa prednabijanjem kod pogona električnog generatora, doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 1988.
- [26] Mrakovčić, T.: Osnivanje i vođenje pogonskog postrojenja primjenom numeričke simulacije, doktorska disertacija, Rijeka, 2003.
- [27] Račić, N.: Simulacija rada broskog propulzijskog sustava sa sporohodnim dizelskim motorom u otežanim uvjetima, doktorska disertacija, Rijeka, 2008.
- [28] Škifić, N.: Analiza utjecajnih parametara opreme na značajke dizelskog motora, doktorska disertacija, Rijeka 2003.
- [29] Ghojel, J., A Study of Combustion Chamber Arrangements and Heat Release in Di Diesel Engines. SAE 821034, 1982.
- [30] Miyamoto, N., Chikahisa, T., Murayama, T. and Sawyer, R., Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Function, SAE 850107, 1985.
- [31] Whitehouse, N. D. and Way, R. J. B., Simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on the Fuel Injection Rate, SAE Technical Paper 710134, 1971.
- [32] Kouremenos, D., Rakopoulos, C., and Hountalas, D.: Multi-Zone Combustion Modelling for the Prediction of Pollutants Emissions and Performance of DI Diesel Engines, SAE Technical Paper 970635, 1997.
- [33] Rakopoulos, C. D., Rakopoulos, D. C. and Kyritsis, D. C.: Development and validation of a comprehensive two-zone model for combustion and emissions formation in a DI diesel engine, International Journal of Energy Research, 2003, 27:1221–1249.
- [34] Codan, E. and Vlaskos. I: Turbocharging medium speed diesel engines with extreme Miller Timing, 9th Turbocharging Conference, Dresden, 23-24 September 2004.
- [35] Kuleshov, A. S.: Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection, 2006, SAE International.
- [36] Rao, V., Honnery, D.: A comparison of two NO<sub>x</sub> prediction schemes for use in diesel engine thermodynamic modelling, Fuel 107 (2013) 662–670, 2013.
- [37] Forbenius, M. et al.: Assessment of Soot and NO<sub>x</sub> Reduction Strategies in a Medium-Speed Marine Diesel Engine... , 19th International Multidimensional Engine Modelling User's Group Meeting at the SAE Congress, 2009.
- [38] Scappin, F. et al.: Validation of a zero-dimensional model for prediction of NO<sub>x</sub> and engine performance for electronically controlled marine two-stroke diesel engines, Applied Thermal Engineering 37 (2012) 344-352.
-

- 
- [39] Bari, S.: Diesel Engine - Combustion, Emissions and Condition Monitoring, Chapter 1, 2013.
- [40] Juntarakod, P. and Soontornchainacksaeng, T.: A Quasi-dimensional Three-zone Combustion Model of the Diesel Engine to Calculate Performances and Emission Using the Diesel-Ethanol Dual Fuel, Contemporary Engineering Sciences, Vol. 7, 2014, no. 1, 19-37.
- [41] Yuksek, L., et al.: Modelling the Effect of Injection Pressure on Heat Release Parameters and Nitrogen Oxids in direct Injection Diesel Engines, Thermal Science, 2014, Vol. 18, No. 1, 155-168.
- [42] Finesso, R., Spessa, E.: A real time zero-dimensional diagnostic model for the calculation of in-cylinder temperatures, HRR and nitrogen oxides in diesel engines, Energy Conversion and Management 79 (2014) 498–510.
- [43] Baldi, F., Theotokatos, G., and Andersson, K.: Development of a combined mean value-zero dimensional model and application for a large marine four-stroke Diesel engine simulation, Appl Energy, 2015,154:402–415.
- [44] Mrzljak, V., Medica, V., and Mrakovčić, T.: Simulation of diesel engine cylinder process using quasi-dimensional numerical model, Scientific Journal of Maritime Research 29 (2015) 165-169, 2015.
- [45] Sindhu, R., Amba Prasad Rao, G., Madhu Murthy, K.: Effective reduction of NOx emissions from diesel engine using split injections, Alexandria Engineering Journal (2018) 57, 1379–1392.
- [46] Provataris, S. A. et al.: Prediction of NOx emissions for high speed DI Diesel engines using a semi-empirical, two-zone model, Energy Conversion and Management 153 (2017) 659–670.
- [47] Sun, X. et al.: Computational study of NOx reduction on a marine diesel engine by application of different technologies, 10th International Conference on Applied Energy, 22-25 August 2018, Hong Kong.
- [48] Savva, N. S. and Hountalas, D. T.: Evaluation of a Semiempirical, Zero-Dimensional, Multizone Model to Predict Nitric Oxide Emissions in DI Diesel Engines' Combustion Chamber, Journal of Combustion, Volume 2016, Article ID 6202438.
- [49] Sharma, S., Sun, Y., Vernham, B.: Predictive Semi-Empirical NOx Model for Diesel Engine, International Journal of Energy and Power Engineering, Vol:13, No:5, 2019.
- [50] Gonca, G.: An optimization study on an eco-friendly engine cycle named as dual-miller cycle DMC for marine vehicles, Polish Maritime Research 3 (95), 2017 ,Vol. 24, 86-98.
- [51] Guan, W. et al.: Miller cycle combined with exhaust gas recirculation and post-fuel injection for emissions and exhaust gas temperature control of a heavy-duty diesel engine, International Journal of Engine Research, 1-17, 2019.
- [52] Woschni, G.: Die Berechnung der Wandverluste und thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren, MTZ 31 (1970.) 12, 491-499 (42).
- [53] Pflaum, W., Mollenhauer, K.: Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine, Serija: List-Pishinger - Die Verbrennungskraftmaschine, Band 3, Springer-Verlag, Wien, New York, 1977.
- [54] Löhner, K., Döhning, E., Chore, G.: Temperaturschwingungen an der Innenwand von Verbrennungskraftmaschinen, MTZ Nr. 12, 1956.
- [55] Pflaum, W., Mollenhauer, K.: Wärmübergang in der Verbrennungskraftmaschine, Springer Verlag, Wien, 1977. (83).
-

- [56] Woschni, G.: Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren, MTZ Nr. 12, 1970, 491-499.
- [57] Hohenberg, G.: Advanced approaches for Heat Transfer Calculation, SAE Paper 790825, 1979.
- [58] Streit, E. Borman, G. L.: Mathematical simulation of a large turbocharged two stroke diesel engine, SAE Paper 710176, 1971.
- [59] Heywood, J.: Engine Combustion modelling - An Overview, Symposium on Combustion Modelling, GMC REsearch Labs., 1980. (113).
- [60] Boulochos, K., Papadopulos, S.: Zur Modellbildung des motorischen Verbrennungsablaufes, MTZ 45 (1984.) 1, 21-26 (144).
- [61] Vibe, I. I.: Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren, VEB Verlag Technik, Berlin, 1970.
- [62] Woschni, G. Anisits, F.: Eine methode zur vorausberechnung der änderung des brennverlaufes mittelschnellaufender dieselmotoren bei geänderten betriebsbedingungen, MTZ 34 (1974.) 4, 106-115.
- [63] Betz, A. Woschni, G.: Umsetzungsgrad und brennverlauf aufgeladener dieselmotoren im instationären betrieb, MTZ 47 (1986) 7/8, 263-267.
- [64] Oberg, H. J.: Die darstellung des brennverlaufes eines schnellaufenden dieselmotors durch zwei überlagerte vibe funktionen, Dissertation, TU Braunschweig, 1976.
- [65] Sitkei, G.: Über den dieselmotorischen Zündverzug, MTZ 24 (1963.), 6, 190-194.
- [66] Wolfer, H. H., "Ignition Lag in Diesel Engines," VDI-Forschungsheft 392, 1938, translated by Royal Aircraft Establishment, Aug. 1959, Farnborough Library No. 358, UDC 621-436.047.
- [67] Betz, A., Woschni, G.: Umsetzungsgrad und Brennverlauf aufgeladener Dieselmotoren im instationären Betrieb, MTZ 47 (1986) 7/8, 263-267.
- [68] Chapman, K.: Engine Airflow Algorithm Prediction, Introduction to Internal Combustion Engines, Kansas State University, 2001.
- [69] Bošnjaković, F.: Nauka o toplini II, IV izdanje, Tehnička knjiga, Zagreb, 1976.
- [70] Menne, R., Pischinger, F.: Verbesserung des effektiven Wirkungsgrades durch Optimierung des Auslasskanals an einem hochaufgeladenen Viertakt-Dieselmotor, MTZ 45, (1984) 1, 13-18.
- [71] Boy, P.: Beitrag zur Berechnung des instationären Betriebsverhaltens von mittelschnellaufenden Schiffsdieselmotoren, Dissertation, Hannover, TH, 1980.
- [72] ABB Turbocharging, TPL.-C, ABB Turbo Systems Ltd, 2009, [www.abb.com/turbocharging](http://www.abb.com/turbocharging) (11.03.2019.).
- [73] Wärtsilä 46F Product Guide, Wärtsilä, Marine Solutions, 2016.
- [74] Bulaty, T.: Special Problems Involved in the Step by Step Calculation of the Gas Exchange Process - Typical Applications, ASME Publication, 75-DGP-2, 1974.«.
- [75] Grljušić, M.: Motori s unutrašnjim izgaranjem, Fakultet elektrotehnike strojarstva, i brodogradnje, Split, 2000.
- [76] Kochanowski, H. A., Thiele, E.: Motorreibung - Ermittlung und Erfassung der mechanischen Verluste in Verbrennungsmotoren, Vorhaben Nr. 133 und 176 FVV 1. Teilabschlussbericht 1977.

- [77] MAASS, H., KLIER, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag, Wien - New York 1981.
- [78] Benson, R. S., Ledger, J. D., Whitehouse, N. D.: Dynamic Modeling of a Turbocharged Diesel Engine, J. of Mech. Eng., 1-12, 1973.
- [79] Mahalec, I., Kozarac, D., Lulić, Z.: Konstrukcije motora, FSB Zagreb, 2015.
- [80] Hohlbaum, B.: Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schellaufender Hochleistungsdieselmotoren, Dissertation, Universität Fridricijana Karlsruhe, Karlsruhe 1992.
- [81] Heider, G., Woschni, G., Zeilinger, K.: 2-Zonen Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren, MTZ 59 (1998) 11, 770-775.
- [82] Miller, J. W., Agrawal, H., Welch, W. A.: Criteria Emissions from the Main Propulsion Engine of a Post-Panamax Class Container Vessel Using Distillate and Residual Fuels, CARB Report, University of California, USA, 2009.
- [83] Goldsorthy, L.: Reduced kinetic schemes for oxides of nitrogen emissions from a slow speed marine diesel engine, Energy Fuels 17 (2003) 450-456.
- [84] Dec, J. E., Canaan, R. E.: PLIF imaging of NO formation in a DI diesel engine, SAE Technical Paper 980147, 1998.
- [85] Vihar, R., Bašković, U., Katrašnik, T.: Real-time capable NO<sub>x</sub> sensor for diesel engines based on a two-zone thermodynamic model, Oil & Gas Science and Technology, IFP Energies nouvelles 73, 11, (2018).
- [86] Heywood, J.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [87] Weisser, G. A.: "Modelling of Combustion and Nitric Oxide Formation for Medium-Speed DI Diesel Engines: A Comparative Evaluation of Zero- and Three-Dimensional Approaches", Dissertation, Karlsruhe, 2001.
- [88] Herding, G.: "Emissionsverhalten eines DI Dieselmotors bei Verwendung von Modulierter- und Pilot-Einspritzung", Dissertation, Technische Universität Graz, Graz, 1991.
- [89] Isenburg, R., Creping, J., Beer, A.: "Diesel-Speichereinspritzsystem Common-Rail", Stuttgart, 1998.
- [90] Rakopoulos, C. D., et al.: A fast algorithm for calculating the composition of diesel combustion products using 11 species chemical equilibrium scheme, Advances in Engineering Software 19 (1994) 109-119.
- [91] JANAF Thermochemical Tables, 2nd ed., NSRDS-NB537 US National Bureau of Standards, June 1971.
- [92] Stull, D. R., Westrum, E. F. Jr. and Sinke, G. C. The Chemical Thermodynamics of Organic Compounds, John Wiley, New York, 1969.
- [93] MAN Diesel & Turbo, L27/38 Project Guide, [www.marine.man-es.com/applications/projectguides](http://www.marine.man-es.com/applications/projectguides) (17.05.2019.).
- [94] Wärtsilä 50DF Product Guide, Vaasa, July 2019, [www.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines](http://www.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines), (05.11.2019.).
- [95] Wärtsilä 46F Product Guide, Vaasa, June 2016, [www.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines](http://www.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines), (15.01.2017.).
- [96] Miller, R.H., 1947. Supercharging and internal cooling cycle for high output, Transactions of ASME, 69, pp.453-457..

- [97] Miller, R.H., & Lieberherr, H.U., 1957. The Miller supercharging system for diesel and gas engines operating characteristics, CIMAC, Proceedings of the 4th International Congress on Combustion Engines, Zurich, June 15–22, pp. 787–803..
- [98] Clarke, D., & Smith, W.J., 1997. Simulation, implementation and analysis of the Miller cycle using an inlet control rotary valve, Variable valve actuation and power boost. SAE Special Publications, 1258(970336), pp. 61–70..
- [99] Wang, Y.D., & Ruxton, T., 2004. An experimental investigation of NOx emission reduction from automotive engine using the miller cycle. Proceedings of ICEF2004, ASME Internal Combustion Engine Division, Fall Technical Conference, Long Beach, CA, USA.
- [100] Wang, Y., Zeng, S., & Huang, J., 2005. Experimental investigation of applying Miller cycle to reduce NOx emission from diesel engine. Proc. IMechE, Part A: J. Power and Energy, 219, 631-638.
- [101] Ust, Y., Arslan, F., Ozsari, I., & Cakir, M., 2015. Thermodynamic performance analysis and optimization of DMC (Dual Miller Cycle) cogeneration system by considering exergetic performance coefficient and total exergy output criteria, Energy, 90, 552–55.
- [102] Gonca, G., & Sahin, B., 2016. The influences of the engine design and operating parameters on the performance of a turbocharged and steam injected diesel engine running with the Miller cycle. Applied Mathematical Modelling, 40, 3764-3782.
- [103] Guan W., Pedrozo V., Zhao H., Ban Z. & Lin T.: Miller cycle combined with exhaust gas recirculation and post-fuel injection for emissions and exhaust gas temperature control of a heavy-duty diesel engine, IJ of Engine Research, 1-17,2019.
- [104] Tagai, T., Mimura, T. and Goto, S.: Development of Emission Control Technology to Reduce Levels of NOx and Fuel Consumption in Marine Diesel Engines, IHI Engineering Review, Vol.44, No.1, 2011.
- [105] Gonca. G.: An optimization study on an eco-friendly engine cycle named as dual-miller cycle (DMC) for marine vehicles, Polish Maritime Research 3 (95) 2017 Vol. 24; pp. 86-98.
- [106] Nehmer, D. A. and Reitz, R. D.: Measurement of the Effect of Injection Rate and Split Injections on Diesel Engine Soot and NOx Emissions, SAE International, 28.02. - 03.03.1994.
- [107] Pierpont, D. A., Montgomery, D. T., Reitz, R. D. : Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in a D.I. Diesel, SAE International, 27.02. - 02.03.1995.
- [108] Han, Z., et al.: Mechanism of Soot and NOx Emission Reduction Using Multiple-injection in a Diesel Engine, SAE International, 26.-29.02. 1996.
- [109] Imperato, M., et al.: Split fuel injection and Miller cycle in a large-bore engine, Applied Energy 162 (2016) 289–297.
- [110] Imperato, M., et al.: Emission reduction methods and split fuel injection in a marine four-stroke engine, J Mar Sci Technol, JASNAOE 2017.

## Popis simbola

$A$	površina, $m^2$
$A_1...A_4$	sudionici kemijskih reakcija
$A_i$	koeficijenti polinoma
$a_{i,1}...a_{i,6}$	koeficijenti polinoma
$A_{P,ef}$	efektivna protočna površina puhala, $m^2$
$A_{P,geo}$	geometrijska protočna površina puhala, $m^2$
$A_{RZ}$	površina rashladnika zraka, $m^2$
$A_{st}$	površina stijenke za izmjenu topline, $m^2$
$A_{T,ef}$	efektivna protočna površina turbine, $m^2$
$A_{T,geo}$	geometrijska protočna površina turbine, $m^2$
$A_{TD}$	površina difuzora turbine, $m^2$
$A_{TL}$	površina dijela turbinskog kola s lopaticama, $m^2$
$B_i$	koeficijenti polinoma
$b_{SPG}$	specifična potrošnja goriva, $kg/(kWh)$
$C_i$	koeficijenti polinoma
$c_p$	specifična toplina pri stalnom tlaku, $J/(kg K)$
$C_{RV}$	toplinski kapacitet rashladne vode, $J/K$
$c_{SBK}$	srednja brzina klipa $m/s$
$c_{T,is}$	brzina strujanja ( <i>izentropska</i> ), $m/s$
$c_{vr}$	brzina vrtloženja, $m/s$
$C_Z$	toplinski kapacitet zraka, $J/K$
$c_{zv,g}$	brzina zvučnog vala u gorivu, $m/s$
$d_c$	promjer cilindra, $m$
$D_i$	koeficijenti polinoma
$d_v$	promjer ventila, $m$
$f_G$	frekvencija izmjenične struje generatora, $Hz (s^{-1})$
$g_i(T)$	Gibbsova funkcija
$h$	entalpija, $J/kg$
$h_c$	entalpija medija u cilindru, $J/kg$
$H_d$	donja ogrjevna vrijednost goriva, $J/kg$
$h_g$	entalpija goriva, $J/kg$
$h_{iz}$	entalpija medija koji izlazi iz kontrolnog volumena, $J/kg$
$h_k$	udaljenost od čela klipa do prvog klipnog prstena, $m$
$h_{pr}$	entalpija medija koji se gubi uslijed propuštanja, $J/kg$
$H_{R,0}$	entalpija kemijske reakcije pri $0 K$ , $J/K$

$h_{ul}$	entalpija medija koji ulazi u kontrolni volumen, J/kg
$h_v$	podizaj ventila, m
$J_M$	moment inercije motora, kg m <sup>2</sup>
$J_{PS}$	moment inercije pogonjenog stroja ( <i>generatora</i> ), kg m <sup>2</sup>
$J_{TP}$	moment inercije turbopunjača, kg m <sup>2</sup>
$K$	koeficijent polinoma
$K_e$	konstanta kemijske ravnoteže
$k_{i,r}$	koeficijent brzine razgradnje
$k_{i,t}$	koeficijent brzine tvorbe
$k_{RZ}$	koeficijent prolaza topline, W/m <sup>2</sup> K
$l$	duljina klipnjače, m
$L_{SPZ}$	specifična potrošnja zraka, kg/(kWh)
$L_{st}$	stehiometrijski omjer zraka i goriva
$L_{1st}$	stehiometrijski omjer svježeg punjenja u Zoni 1 i goriva
$L_{VTC}$	duljina visokotlačne cijevi goriva, m
$m$	masa, kg
$m$	eksponent Vibe-ove funkcije
$m_c$	masa medija u cilindru, kg
$m_{dz}$	masa dodatnog zraka, kg
$m_g$	masa goriva, kg
$m_{iz}$	masa medija koja izlazi iz kontrolnog volumena, kg
$M_P$	moment puhala ( <i>kompresora</i> ), Nm
$m_{pr}$	dio mase medija koja se gubi uslijed propuštanja, kg
$M_T$	moment turbine, Nm
$m_{ul}$	masa medija koja ulazi u kontrolni volumen, kg
$n_M$	brzina vrtnje motora, min <sup>-1</sup>
$N_P$	broj pari polova
$n_{TP}$	brzina vrtnje turbo punjača, min <sup>-1</sup>
$p$	tlak, Pa
$p_{amb}$	tlak okoline ( <i>atmosferski tlak</i> ), Pa
$p_c$	tlak u cilindru, Pa
$P_{ef}$	Efektivna snaga motora, W
$P_{ind}$	indicirana snaga motora, W
$P_P$	snaga puhala ( <i>kompresora</i> ), W
$Pr$	Prandtlova značajka ( <i>broj</i> )
$p_{S,MG}$	srednji tlak mehaničkih gubitaka

---

$p_{SET}$	srednji efektivni tlak
$p_{SIT}$	srednji indicirani tlak
$P_T$	snaga turbine, W
$Q$	toplina, J
$Q_g$	toplina oslobođena izgaranjem goriva, J
$Q_{st}$	toplina koja se izmjenjuje kroz stijenke, J
$R$	plinska konstanta, J/(kg K)
$r$	polumjer koljena koljenastog vratila, m
$R_c$	plinska konstanta medija u cilindru, J/(kg K)
Re	Rejnoldsov značajka (broj)
$R_m$	molarna plinska konstanta, J/(mol K)
$T$	temperatura, K
$t$	vrijeme, s
$T_c$	temperatura medija u cilindru, K
$T_{IK}$	temperatura medija u ispušnom kolektoru, K
$T_{RV}$	temperatura rashladne vode, K
$T_{UK}$	temperatura zraka u usisnom kolektoru, K
$T_{UM}$	temperatura ulja motora, K
$U$	unutarnja energija, J
$u_c$	unutarnja energija medija u cilindru, J/kg
$u_{TP}$	obodna brzina rotora turbo punjača, m/s
$V$	volumen, m <sup>3</sup>
$V_0$	volumen prostora kompresije, m <sup>3</sup>
$V_c$	volumen cilindra, m <sup>3</sup>
$V_s$	stapajni volumen, m <sup>3</sup>
$W$	mehanički rad, J
$W_c$	ostvareni rad u cilindru, J
$W_{C,i}$	ukupni rad i-tog cilindra, J
$W_T$	rad turbine, J
$x$	pomak klipa, m
$x_1...x_{11}$	molarni udjeli
$x_g$	udio izgorjelog goriva
$x_r$	omjer zbroja mase zaostalih plinova izgaranja i recirkuliranih plinova izgaranja s ukupnom masom svježeg medija u cilindru
$y_1...y_{11}$	maseni udjeli
$Y_{A1}...Y_{A4}$	stehiometrijski koeficijenti kemijskih reakcija
$z$	broj cilindara
$\alpha$	kut između klipnjače i osi cilindra, °

---



$\alpha$	koeficijent prijelaza topline, W/(m <sup>2</sup> K)
$\alpha$	koeficijent prijelaza topline, W/(m <sup>2</sup> K)
$\alpha_P$	koeficijent protoka puhala ( <i>kompresora</i> )
$\alpha_T$	koeficijent protoka turbine
$\beta$	kut između klipnjače i osi cilindra, °
$\delta_f$	relativno odstupanje frekvencije
$\Delta h_{is}$	izentropska promjena entalpije
$\delta_N$	relativno odstupanje brzine vrtnje
$\Delta p_{is}$	pad tlaka u ispušnom sustavu motora
$\delta_{st}$	debljina sijenke, m
$\Delta\varphi_{ZP}$	kut zakašnjenja paljenja, °
$\Delta\varphi_{ZU}$	kut zakašnjenja ubrizgavanja, °
$\varepsilon$	omjer kompresije
$\eta$	dinamička viskoznost, Pa s
$\eta_{izg}$	stupanj djelovanja izgaranja
$\eta_P$	stupanj djelovanja puhala ( <i>kompresora</i> )
$\eta_{RZ}$	stupanj djelovanja rashladnika zraka
$\eta_T$	stupanj djelovanja turbine
$\eta_T$	stupanj djelovanja turbine
$\eta_{TP}$	stupanj djelovanja turbo punjača
$\kappa$	eksponent adijabate
$\lambda$	pretičak zraka
$\lambda$	koeficijent toplinske vodljivosti, W/(m K)
$\lambda_c$	pretičak zraka u cilindru
$\lambda_{gra}$	granična vrijednost pretičaka zraka
$\lambda_m$	omjer polužja
$\pi_P$	omjer tlakova puhala ( <i>kompresora</i> )
$\pi_T$	omjer tlakova turbine
$T_{ZP}$	vrijeme zakašnjenja paljenja, ms
$\varphi$	kut zakreta koljenastog vratila motora, °
$\varphi_{PD}$	kut početka dobave, °
$\varphi_{PI}$	kut početka izgaranja, °
$\psi$	funkcija protoka u ovisnosti o omjeru tlakova
$\omega_{TP}$	kutna brzina vrtnje turbo punjača, rad/s <sup>-1</sup>

## Popis indeksa

0	stanje medija ( <i>zraka</i> ) prije puhala ( <i>kompresora</i> )
1	stanje ispred mjesta prestrujavanja
1	ulazna struja medija
1	zona 1, zona svježeg medija
2	stanje iza mjesta prestrujavanja
2	izlazna struja medija
2	zona 2, zona plinova izgaranja
c	cilindar motora
DF	difuzijska faza
dz	dodatni zrak
g	gorivo
G	generator
HF	homogena faza
i	izgaranje
IK	ispušni kolektor
Ika	ispušni kanal
is	izentropska promjena stanja
iz	medij koji izlazi iz kontrolnog volumena
k	korak integracije
k-1	prethodni korak integracije
M	motor
meh	mehanički
P	puhalo ( <i>kompresor</i> )
PD	početak dobave
PI	početak izgaranja
pp	po procesu
pr	gubitak medija uslijed propuštanja
PU	početak ubrizgavanja
RPI	recirkulirani plinovi izgaranja
RV	rashladna voda
RZ	rashladnik zraka
s	stapajni
SBK	srednja brzina klipa
SET	srednji efektivni tlak

SIT	srednji indicirani tlak
SPZ	specifična potrošnja zraka
sr	srednja ( <i>srednji</i> )
sre	srednja vrijednost
st	stijenka
T	turbina ( <i>plinska</i> )
teo	teoretska
TP	turbo punjač
UK	usisni kolektor
UKa	usisni kanal
ul	medij koji ulazi u kontrolni volumen
UVZ	usisni ventil zatvoren
vol	volumetrijski
Z	zrak
ZI	završetak izgaranja
ZPI	zaostali plinovi izgaranja

## Popis kratica

CFD	computational fluid dynamics ( <i>računalna dinamika fluida</i> )
DM	dizelski motor
DMT	donja mrtva točka
EGR	exhaust gas recirculation ( <i>recirkulacija ispušnih plinova</i> )
GMT	gornja mrtva točka
HFO	heavy fuel oil ( <i>teško tekuće gorivo</i> )
IK	ispušni kolektor
IP	ispušni plinovi
IV	ispušni ventil
KV	koljenasto vratilo
LNG	liquefied natural gas ( <i>ukapljeni prirodni plin</i> )
SCR	selective catalytic reduction (selektivna katalitička redukcija)
TP	turbopunjač
UK	usisni kolektor
UV	usisni ventil
VT	visokotlačna pumpa
VVT	variable valve timing ( <i>promjenjivo upravljanje radom ventila</i> )

## Popis slika

Slika 3.1 Osnovni podsustavi DM obuhvaćeni numeričkim modelom.....	16
Slika 3.2 Bilanca mase i energije za kontrolni volumen - cilindar motora .....	22
Slika 3.3 Koljenasti mehanizam klipnog motora.....	23
Slika 3.4 Dobava VT pumpe, brzina ubrizgavanja goriva i brzina oslobađanja topline .....	29
Slika 3.5 Udio izgorjelog goriva i brzina izgaranja prema Vibe-u.....	32
Slika 3.6 Jednostruka i dvostruka Vibe-ova funkcija .....	33
Slika 3.7 Područje vrijednosti koeficijent protoka $\alpha_v$ u ovisnosti o omjeru $h_v/d_v$ (Izvor: [70])	40
Slika 3.8 Usisni kolektor - bilanca mase i energije .....	42
Slika 3.9 Rashladnik zraka - bilanca mase i energije .....	45
Slika 3.10 Ispušni kolektor - bilanca mase i energije.....	47
Slika 3.11 Protok zraka u ovisnosti o omjeru tlakova turbopunjača (Izvor: [72]) .....	50
Slika 3.12 Turbopunjač.....	51
Slika 3.13 Značajke radijalne turbine BBC RR 150 (Izvor: Bulaty [74]) .....	53
Slika 3.14 Polje značajki radijalnog kompresora (Izvor: Grljušić [75]) .....	55
Slika 3.15 Polje značajki radijalnog kompresora ABB TC TPL 67-C (Izvor: [72]) .....	55
Slika 3.16 Regulacija brzine vrtnje dizelskog motora .....	63
Slika 3.17 Značajke visokotlačne pumpe goriva .....	66
Slika 3.18 Sustav ubrizgavanja goriva sa zajednički vodom („ <i>common rail</i> “) .....	67
Slika 4.1 Pojednostavljeni model procesa izgaranja s dvije zone.....	69
Slika 4.2 Osnovna ideja modela s dvije zone.....	70
Slika 4.3 Promjena mase medija i formiranje zona u cilindru 4-taktnog DM.....	71
Slika 4.4 Promjena mase medija u zonama.....	75
Slika 4.5 Promjena temperature medija u zonama .....	75
Slika 5.1 Granične vrijednosti emisije NO <sub>x</sub> brodskih dizelskih motora.....	76
Slika 5.2 Molarni udjeli sastojaka plinova izgaranja pri $p=50$ bar i $\lambda=1,05$ .....	85
Slika 5.3 Molarni udjeli sastojaka plinova izgaranja pri $p=100$ bar i $\lambda=1,43$ .....	85
Slika 5.4 Molarni udjeli sastojaka plinova izgaranja pri $p=100$ bar i $T=2500$ K .....	86
Slika 6.1 Kontrolni volumeni i veze među njima.....	89
Slika 7.1 Zatvoreni indikatorski dijagrami motora MAN 7L27/38 .....	91
Slika 7.2 Poprečni presjek motora Wärtsilä 12V50DF (Izvor: [94]).....	92
Slika 7.3 Poprečni presjek motora Wärtsilä 12V46F (Izvor: [95]) .....	94
Slika 7.4 Razvodni dijagram „osnovnog“ motora.....	95
Slika 7.5 Zatvoreni indikatorski dijagram pri različitim opterećenjima motora ( <i>model</i> ).....	96
Slika 7.6 Temperatura u cilindru pri različitim opterećenjima motora ( <i>model</i> ) .....	96
Slika 7.7 Brzina oslobađanja topline u ovisnosti o kutu zakreta KV ( <i>model</i> ).....	97
Slika 7.8 Usporedba specifične potrošnje goriva .....	97
Slika 7.9 Usporedba temperatura ispušnih plinova nakon TP .....	98

Slika 7.10 Usporedba najvećeg tlaka u cilindru za različita opterećenja motora .....	98
Slika 7.11 Usporedba masenog protoka IP za različita opterećenja motora.....	99
Slika 7.12 Usporedba brzine vrtnje TP za različita opterećenja motora .....	99
Slika 7.13 Prikaz prekrivanja ventila s naznačenim područjem nestabilnosti .....	101
Slika 7.14. Promjena temperature i tlaka u cilindru za korak integracije od 1° .....	102
Slika 7.15. Promjena temperature i tlaka u cilindru za korak integracije od 0,5° .....	102
Slika 7.16. Promjena temperature i tlaka u cilindru za korak integracije od 0,25° .....	102
Slika 8.1. Promjena tlaka i brzine nastanka NO u cilindru.....	104
Slika 8.2. Promjena srednje temperature i brzine nastanka NO u cilindru.....	104
Slika 8.3. Promjena temperature u ZPI i brzina nastanka NO u cilindru.....	105
Slika 8.4. Promjena masenog udjela NO u cilindru motora .....	105
Slika 8.5. Utjecaj promjene kuta $\varphi_{PU}$ na emisiju $NO_x$ , SPG i $p_{c,m}$ kod 50% $P_n$ .....	107
Slika 8.6. Utjecaj promjene $\varphi_{PU}$ na $T_{2,T}$ , $T_{c,m}$ , $T_{IK}$ kod 50% $P_n$ .....	107
Slika 8.7. Utjecaj $\varphi_{PU}$ na promjenu $NO_x$ , SPG, $T_{c,m}$ , $p_{c,m}$ kod 50% $P_n$ .....	107
Slika 8.8. Utjecaj promjene $\varphi_{PU}$ na emisiju $NO_x$ , SPG i $p_{c,m}$ kod 75% $P_n$ .....	108
Slika 8.9 Utjecaj promjene $\varphi_{PU}$ na $T_{2,T}$ , $T_{c,m}$ , $T_{IK}$ kod 75% $P_n$ .....	108
Slika 8.10. Utjecaj $\varphi_{PU}$ na promjenu $NO_x$ , SPG, $T_{c,m}$ , $p_{c,m}$ kod 75% $P_n$ .....	108
Slika 8.11. Utjecaj promjene $\varphi_{PU}$ na emisiju $NO_x$ , SPG i $p_{c,m}$ kod 100% $P_n$ .....	109
Slika 8.12. Utjecaj promjene $\varphi_{PU}$ na $T_{2,T}$ , $T_{c,m}$ , $T_{IK}$ kod 100% $P_n$ .....	109
Slika 8.13. Utjecaj $\varphi_{PU}$ na promjenu $NO_x$ , SPG, $T_{c,m}$ , $p_{c,m}$ kod 100% $P_n$ .....	109
Slika 8.14. Utjecaj promjene kuta $\varphi_{PU}$ na emisiju $NO_x$ pri promjeni opterećenja .....	110
Slika 8.15. Efektivne površine ispušnih i usisnih ventila.....	113
Slika 8.16. Razvodni dijagram s označenim ranijim zatvaranjem usisnih ventila.....	113
Slika 8.17. Utjecaj ranijeg zatvaranja UV na indikatorski dijagram pri 50% $P_n$ .....	115
Slika 8.18. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu u cilindru i tlak u UK pri 50% $P_n$ .....	116
Slika 8.19. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu IP nakon TP i tlak u cilindru pri 50% $P_n$ ....	116
Slika 8.20. Utjecaj ranijeg ZUV na SPG i emisiju $NO_x$ pri 50% $P_n$ .....	117
Slika 8.21. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu u ZPI i emisiju $NO_x$ pri 50% $P_n$ .....	117
Slika 8.22. Utjecaj ranijeg ZUV i povećanog tlaka u UK na tlak u cilindru pri 50% $P_n$ .....	118
Slika 8.23. Utjecaj povećanja tlaka u UK na SPG i tlak u cilindru pri 50% $P_n$ .....	118
Slika 8.24. Utjecaj povećanja tlaka u UK na temperaturu u ZPI i tlak u cilindru pri 50% $P_n$ .....	119
Slika 8.25. Promjena $NO_x$ , SPG, $p_{c,m}$ kod ranijeg ZUV i povećanja tlaka u UK pri 50% $P_n$ . .....	120
Slika 8.26. Promjena $NO_x$ , $T_{T,2}$ , $p_{UK}$ kod ranijeg ZUV i povećanja tlaka u UK pri 50% $P_n$ ...	120
Slika 8.27. Utjecaj ranijeg zatvaranja UV na indikatorski dijagram pri 75% $P_n$ .....	121
Slika 8.28. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu u cilindru i tlak u UK pri 75% $P_n$ .....	122
Slika 8.29. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu IP nakon TP i tlak u cilindru pri 75% $P_n$ ...	122
Slika 8.30. Utjecaj ranijeg ZUV na SPG i emisiju $NO_x$ pri 75% $P_n$ .....	122
Slika 8.31. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu u ZPI i emisiju $NO_x$ pri 75% $P_n$ .....	123
Slika 8.32. Utjecaj ranijeg ZUV i povećanog tlaka u UK na tlak u cilindru pri 75% $P_n$ .....	123

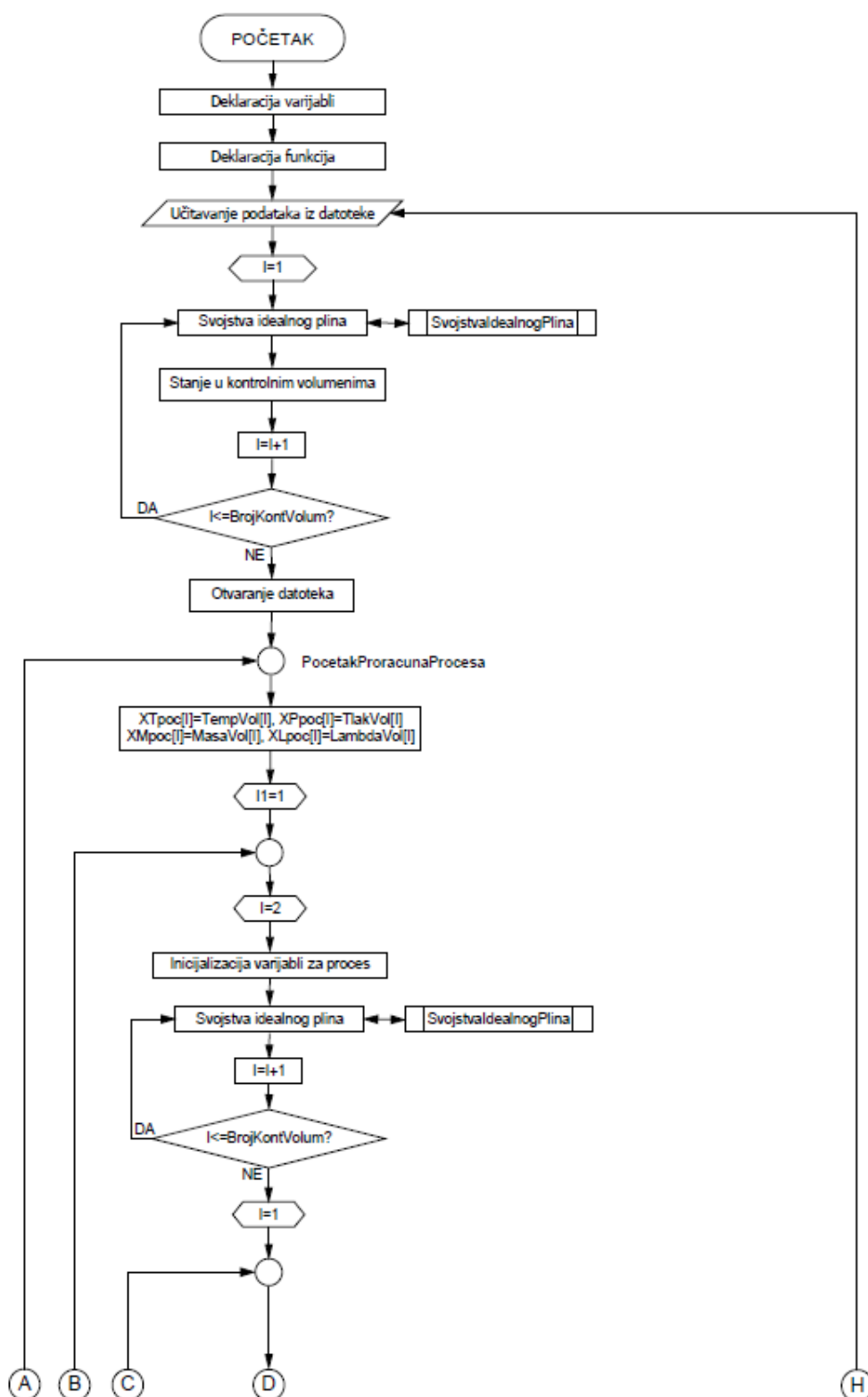
Slika 8.33. Utjecaj povećanja tlaka u UK na SPG i tlak u cilindru pri 75% $P_n$ .....	124
Slika 8.34. Utjecaj povećanja tlaka u UK na temperaturu u ZPI i tlak u cilindru pri 75% $P_n$ .....	124
Slika 8.35. Promjena $NO_x$ , SPG, $p_{c,m}$ kod ranijeg ZUV i povećanja tlaka u UK pri 75% $P_n$ .....	125
Slika 8.36. Promjena $NO_x$ , $T_{T,2}$ , $p_{UK}$ kod ranijeg ZUV i povećanja tlaka u UK pri 75% $P_n$ .....	125
Slika 8.37. Utjecaj ranijeg zatvaranja UV na indikatorski dijagram pri 100% $P_n$ .....	126
Slika 8.38. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu u cilindru i tlak u UK pri 100% $P_n$ .....	127
Slika 8.39. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu IP nakon TP i tlak u cilindru pri 100% $P_n$ .....	127
Slika 8.40. Utjecaj ranijeg ZUV na SPG i emisiju $NO_x$ pri 100% $P_n$ .....	127
Slika 8.41. Utjecaj ranijeg ZUV na temperaturu u ZPI i emisiju $NO_x$ pri 100% $P_n$ .....	128
Slika 8.42. Utjecaj ranijeg ZUV i povećanog tlaka u UK na tlak u cilindru pri 100% $P_n$ .....	128
Slika 8.43. Utjecaj povećanja tlaka u UK na SPG i tlak u cilindru pri 100% $P_n$ .....	129
Slika 8.44. Utjecaj povećanja tlaka u UK na $T_{ZPI}$ i tlak u cilindru pri 100% $P_n$ .....	129
Slika 8.45. Promjena $NO_x$ , SPG, $p_{c,m}$ kod ranijeg ZUV i povećanja tlaka u UK pri 100% $P_n$ .....	130
Slika 8.46. Promjena $NO_x$ , $T_{T,2}$ , $p_{UK}$ kod ranijeg ZUV i povećanja tlaka u UK pri 100% $P_n$ .....	130
Slika 8.47. Promjena brzine oslobađanja topline i faze procesa izgaranja .....	131
Slika 8.48. Podijeljeno ( <i>višestruko</i> ) ubrizgavanje goriva .....	133
Slika 8.49. Utjecaj podijeljenog ( <i>višestrukog</i> ) ubrizgavanja na emisiju .....	134
Slika 8.50. Utjecaj podijeljenog ubrizgavanja na oslobađanja topline pri $P_n=75\%$ .....	136
Slika 8.51. Utjecaj podijeljenog ubrizgavanja na tlak u cilindru pri $P_n=75\%$ .....	136
Slika 8.52. Utjecaj promjene sheme ubrizgavanja na SPG i $NO_x$ pri $P_n=50\%$ .....	139
Slika 8.53. Utjecaj promjene sheme ubrizgavanja na $T_{T,2}$ i $p_{c,m}$ pri $P_n=50\%$ .....	139
Slika 8.54. Utjecaj sheme ubrizgavanja na promjenu $NO_x$ , SPG i $p_{c,m}$ pri $P_n=50\%$ .....	139
Slika 8.55. Utjecaj sheme ubrizgavanja na promjenu $NO_x$ , $T_{T,2}$ i $p_{UK}$ pri $P_n=50\%$ .....	140
Slika 8.56. Utjecaj promjene sheme ubrizgavanja na SPG i $NO_x$ pri $P_n=75\%$ .....	140
Slika 8.57. Utjecaj promjene sheme ubrizgavanja na $T_{T,2}$ i $p_{c,m}$ pri $P_n=75\%$ .....	140
Slika 8.58. Utjecaj sheme ubrizgavanja na promjenu $NO_x$ , SPG i $p_{c,m}$ pri $P_n=75\%$ .....	141
Slika 8.59. Utjecaj sheme ubrizgavanja na promjenu $NO_x$ , $T_{T,2}$ i $p_{UK}$ pri $P_n=75\%$ .....	141
Slika 8.60. Utjecaj promjene sheme ubrizgavanja na SPG i $NO_x$ pri $P_n=100\%$ .....	142
Slika 8.61. Utjecaj promjene sheme ubrizgavanja na $T_{T,2}$ i $p_{c,m}$ pri $P_n=100\%$ .....	142
Slika 8.62. Utjecaj sheme ubrizgavanja na promjenu $NO_x$ , SPG i $p_{c,m}$ pri $P_n=100\%$ .....	142
Slika 8.63. Utjecaj sheme ubrizgavanja na promjenu $NO_x$ , $T_{T,2}$ i $p_{UK}$ pri $P_n=100\%$ .....	143
Slika 8.64. Utjecaj različitih mjera na promjenu $NO_x$ , SPG i $p_{c,m}$ pri $P_n=75\%$ .....	144
Slika 8.65. Utjecaj različitih mjera na promjenu $NO_x$ , $T_{T,2}$ i $Q_{HZ}$ pri $P_n=75\%$ .....	145
Slika 8.66. Utjecaj različitih mjera na promjenu $NO_x$ , $T_{T,2}$ i $p_{UK}$ pri $P_n=75\%$ .....	145

## Popis tablica

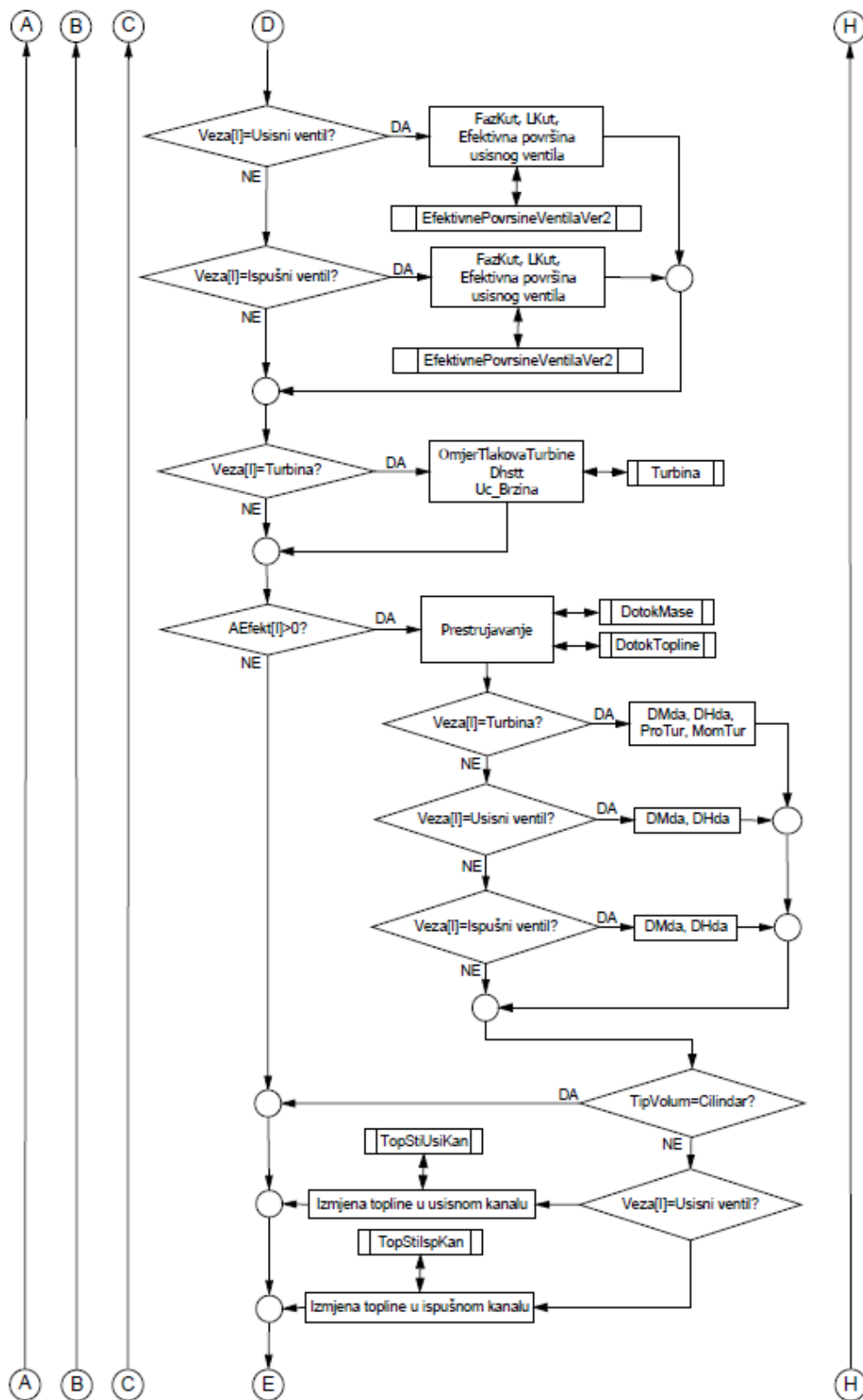
Tab. 5.1. Koeficijenti brzine tvorbe i razgradnje za model nastanka „termičkog“ NO	79
Tab. 5.2 Kemijski elementi i spojevi ( <i>produkti i reaktanti</i> ) s pripadajućim indeksima	80
Tab. 5.3 Kemijske reakcije.....	80
Tab. 7.1 Osnovni podaci o motoru MAN 7L27/38 ( <i>Izvor: [93]</i> ).....	90
Tab. 7.2 Osnovni podaci o motoru Wärtsilä 12V50DF ( <i>Izvor: [94]</i> ).....	92
Tab. 7.3 Podaci o radu motora Wärtsilä 12V50 DF ( <i>Izvor: [94]</i> ) .....	93
Tab. 7.4 Podaci o radu motora Wärtsilä 12V50 DF ( <i>Izvor: probne plovidbe</i> ).....	93
Tab. 7.5 Osnovni podaci o motoru Wärtsilä 12V46F ( <i>Izvor: [95]</i> ) .....	94



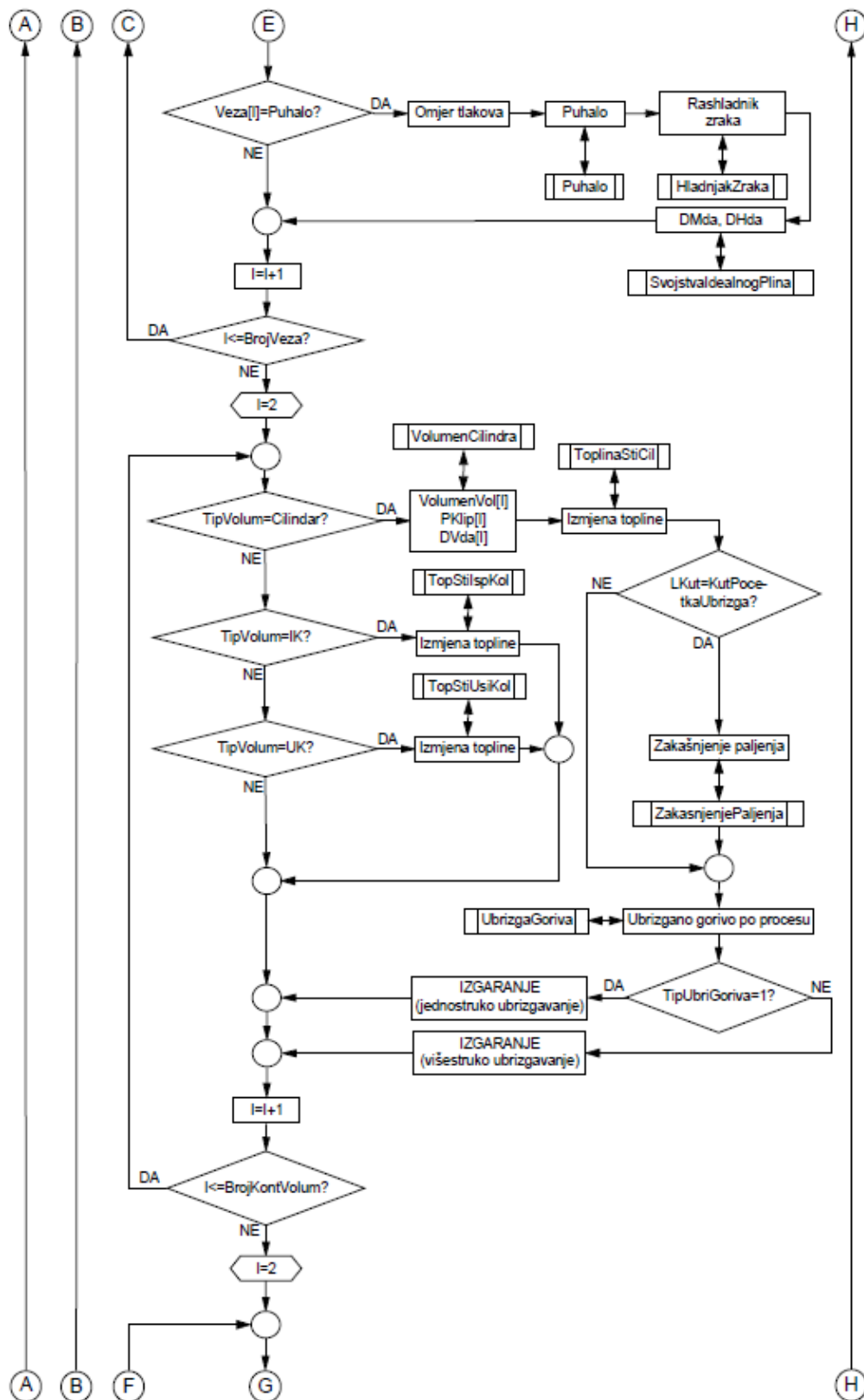
## **Prilog A - dijagram toka**



Prilog-A, Dijagram toka računalnog programa, list: 1/4



Prilog-A, Dijagram toka računalnog programa, list: 2/4



Prilog-A, Dijagram toka računalnog programa, list: 3/4



## Životopis

Vladimir Pelić, rođen je 1965. godine u Rijeci. Srednju pomorsku školu u Bakru, brodstrojarski smjer, završio je 1983. godine. Diplomirao je 1989. godine. na Tehničkom fakultetu, Sveučilišta u Rijeci s diplomskim radom naslova: "*Planetni reduktor bagera*". Obranom znanstvenog magistarskog rada „*Povećanje učinkovitosti električne propulzije broda korištenjem energije ispušnih plinova*“ 2009. završio je poslijediplomski znanstveni studij na Tehničkom fakultetu u Rijeci. Pri tom sudjeluje u znanstveno istraživačkom projektu: „*Numeričke simulacije i optimizacija brodskih dizelskih motora*“ voditelja prof. dr. sc. Vladimira Medice. Poslijediplomski doktorski studij upisuje na Tehničkom fakultetu, a tema disertacije mu je prihvaćena 2017. godine.

Od 2016. godine zaposlen je na Pomorskom fakultetu, Sveučilišta u Rijeci kao asistent na Zavodu za brodstrojlarstvo i energetiku. Sudjeluje u izvođenju nastave na kolegijima: Brodski pogonski sustavi, Rad na simulatoru 1, Dijagnostika kvarova, Plovidbena praksa, Rashladni sustavi kontejnera i Energetski sustavi.

Kao asistent u dopunskom radnom odnosu na Tehničkom fakultetu u Rijeci od 1992. do 1994. sudjeluje u nastavi iz kolegija: Tehnička Mehanika 1. U razdoblju od 2001. do 2014. godine sudjeluje u nastavi kao vanjski suradnik – asistent za kolegije: Mehatronika, Tehničko crtanje, Inženjerska grafika, ... na Tehničkom fakultetu u Rijeci.

Do sada ima preko 25 godina radnog iskustva na raznim poslovima u struci (*konstruiranje i strojogradnja, brodogradnja, tehnička ispitivanja i mjerenja, pomorstvo – pomorski strojar, ...*). U razdoblju od 1996. do danas, položio je stručne ispite te stekao odgovarajuće svjedodžbe i uvjerenja za obavljanje poslova: pomorskog strojara, ispitivanja sustava za dojavu i gašenje požara, stručnjaka zaštite na radu, sudionika u gradnji, te koordinatora za zaštitu na radu u fazi projektiranja i izvođenja radova.

Kao glavni autor ili koautor do sada je objavio više znanstvenih radova iz područja Tehničkih znanosti, polja: Strojlarstvo i Tehnologija prometa i transporta.

## Popis objavljenih radova

1. Pelić, Vladimir; Mrakovčić, Tomislav; Medica-Viola, Vedran; Valčić, Marko: "*Effect of Early Closing of the Inlet Valve on Fuel Consumption and Temperature in a Medium Speed Marine Diesel Engine Cylinder*", Journal of marine science and engineering, 8 (2020), 10; 747, 18 doi:10.3390/jmse8100747
2. Pelić, Vladimir; Mrakovčić, Tomislav; Radonja, Radoslav; Valčić, Marko: "*Analysis of the Impact of Split Injection on Fuel Consumption and NOx Emissions of Marine Medium-Speed Diesel Engine*", Journal of marine science and engineering, 8 (2020), 10; 820, 23 doi:10.3390/jmse8100820
3. Stazić, Ladislav; Radonja, Radoslav; Pelić, Vladimir; Lalić, Branko: "*The Port of Split international marine traffic emissions inventory*", Pomorstvo: scientific journal of maritime research, 34 (2020), 1; 32-39 doi:10.31217/p.34.1.4
4. Pastorčić, Darko; Radonja, Radoslav; Knežević, Vlatko; Pelić, Vladimir: "*Emission Inventory of Marine Traffic for the Port of Šibenik*", Pomorstvo: scientific journal of maritime research, 34 (2020), 1; 86-92 doi:10.31217/p.34.1.10
5. Radonja, Radoslav; Pelić, Vladimir; Pavić, Davor; Glujić, Darko: "*Methodological approach on optimizing the speed of navigation to reduce fuel consumption and increase energy efficiency of the cruising ship*", Pomorstvo, 33 (2019), 2; 222-231 10.31217/p.33.2.12
6. Radonja, Radoslav; Pelić, Vladimir; Pavić, Davor; Tomac, Nikola: "*Cost efficiency of optimizing automatic temperature control parameters in a diesel engine cooling system on a cruising vessel – a case study*", Journal of Applied Engineering Science, 18 (2020), 2; 251-256 doi:10.5937/jaes18-25189
7. Pelić, Vladimir; Mrakovčić, Tomislav; Bukovac, Ozren; Valčić, Marko: "*Development and Validation of 4 Stroke Marine Diesel Engine*", Pomorski zbornik, Special edition,(2020), 359-372
8. Radonja, Radoslav; Reljac, Bruno; Pelić, Vladimir: "*Analysis of Opportunities to Reduce Environmental Impacts from the Natural Gas Regasification Terminal*", Pomorski zbornik, Special edition (2020), 77-88